



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

CHLAZENÍ VÝKONNÝCH ZDROJŮ SVĚTLA

COOLING OF A POWERFUL LIGHT SOURCE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Tulis

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Vojtěch Tulis**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Chlazení výkonných zdrojů světla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rychlost snímání obrazu v moderních kamerových systémech je limitována především množstvím světla, které dopadá na snímáný objekt a je následně zachyceno čipem kamery. V současné době jsou již na trhu dostatečně výkonné LED diody, které dovolují postavit výkonné zdroje tepla, které je však zapotřebí intenzivně chladit, aby byla zajištěna požadovaná životnost celého zařízení.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je provést návrh chladicího systému lineárního světelného zdroje.

Seznam doporučené literatury:

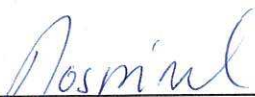
TIAN, Kunmiao, Miao CAI, Ping ZHANG, Xianping CHEN a Daoguo YANG. Two-step thermoelectric modeling for junction temperature prediction of LED lamps. In: 2014 15th International Conference on Electronic Packaging Technology [online]. IEEE, 2014, s. 1450-1455 [cit. 2017-10-25]. DOI: 10.1109/ICEPT.2014.6922928. ISBN 978-1-4799-4707-2. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6922928/>

INCROPERA, Frank P. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed. New York: John Wiley, 2007, 997 s. ISBN 04-714-5728-0.

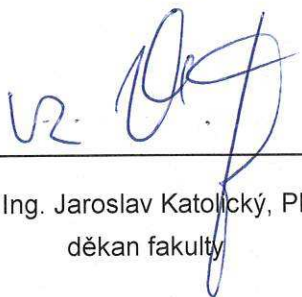
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 25. 10. 2017





doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na výpočet tepelného odporu liniového zdroje světla a návrhu chladicího systému s ideální vstupní teplotou. Dílčím cílem práce je ve spolupráci s firmou CAMEA spol. s r. o. stanovit tepelné odpory jednotlivých částí zařízení a navrhnout úpravy tak, aby byl celkový tepelný odpor a maximální teplota v limitech daných spolupracující firmou. Hlavním cílem je pak na základě těchto výsledků navrhnout chladicí systém se všemi pojistnými prvky a doporučenou regulací pro hospodárný a spolehlivý provoz.

K zjištění požadovaných výsledků jsou v práci využity analytické výpočty, CFD simulace i reálné testování.

Podarilo se dosáhnout snížení tepelného odporu plošného spoje o 30 %, byl stanoven tepelný odpor hliníkového profilu s chladicím kanálem a propočítány jeho hydraulické vlastnosti. Prověřil se současný chladicí systém navrhovaný firmou CAMEA spol. s r. o. pro diody o menším výkonu pro použití ve výkonnějším systému a byl vytvořen návrh nového chladicího systému konstruovaného pro efektivní a hospodárný provoz v systému s výkonnými diodami.

Klíčová slova

Liniový zdroj světla, tepelné odpory, chladicí systém, CFD simulace

ABSTRACT

The diploma thesis is focused on calculating the thermal resistance of the line light source and the design of the cooling system with ideal inlet temperature. The partial aim of the work is in cooperation with CAMEA spol. s r. o. to determine the thermal resistances of the individual parts of the device and propose modifications so that the total thermal resistance and the maximum temperature are within the limits given by the cooperating firm. The main objective is to design a cooling system with all safety features and recommended regulation for economical and reliable operation.

Analytical calculations, CFD simulations and real-world testing are used to determine the desired results.

A reduction by 30% in thermal resistance of the printed circuit board was achieved, the thermal resistance of the aluminum profile with the cooling channel was determined and its hydraulic properties were calculated. The current cooling system designed by CAMEA spol. s r. o. for less powerful diodes was verified for use in a more powerful system, and a new cooling system was designed for efficient and economical operation in a powerful diode system.

Keywords

Line light source, thermal resistance, cooling system, CFD simulations

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TULIS, V. *Chlazení výkonných zdrojů světla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **CHLAZENÍ VÝKONNÝCH ZDROJŮ SVĚTLA** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

23. 5. 2018

Datum

Bc. Vojtěch Tulis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

OBSAH

ÚVOD.....	8
1 LINIOVÝ ZDROJ SVĚTLA S VODNÍM CHLAZENÍM.....	9
1.1 Jednotlivé části systému.....	10
1.2 Požadavky firmy CAMEA spol. s r. o. na navrhovaný systém.....	11
2 PLOŠNÉ SPOJE S JEDNOU DIODOU	13
2.1 Spoje s laminátovým jádrem FR-4.....	13
2.2 Spoje s kovovým jádrem.....	14
2.3 Tepelný tok anodou a katodou	15
2.4 Výpočet celkového tepelného odporu plošného spoje.....	16
2.5 Vysoký tepelný odpor hliníkového plošného spoje	18
2.6 Návrhy na konstrukční řešení pro snížení tepelného odporu spoje.....	19
2.7 CFD simulace plošných spojů s jednou diodou	21
2.8 Nový typ plošného spoje.....	26
3 PLOŠNÉ SPOJE LIGHTLINE 7.0 A 7.1	27
3.1 Specifikace plošného spoje	28
3.2 CFD simulace.....	30
3.3 Tepelný odpor	33
4 HLINÍKOVÝ PROFIL S CHLADICÍM KANÁLEM	34
4.1 Chladicí systém navrhovaný firmou CAMEA spol. s r. o.	34
4.2 Přenos tepla při nucené konvekci v chladicím kanále	35
4.3 CFD simulace.....	40
4.4 Celkový tepelný odpor hliníkového profilu s chladicím kanálem	46
4.5 Výsledky a splnění požadavků firmy CAMEA spol. s r. o.	48
5 NÁVRH NOVÉHO CHLADICÍHO SYSTÉMU.....	50
5.1 Hydraulický výpočet.....	50
5.2 Zimní provoz a letní provoz chladicího systému	56
5.3 Doporučení a regulace.....	57
6 ZÁVĚR	58
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	60
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	61

ÚVOD

Je téměř nemyslitelné, aby v 21. století prošel produkt výrobním procesem a na jeho konci nebyl zkontrolován a prověřen. Nejinak je tomu i u tzv. nekonečných pásů, kdy v závěrečné fázi výroby je netkaná textilie (fólie, papír, plech) snímána a prověřována kamerovým systémem. Rychlost snímání obrazu a tím i efektivita celého procesu je závislá mimo jiné na množství světla dopadajícího na objekt a následně čip kamery.

V současnosti jsou na trhu vysoce výkonné led diody schopné liniový zdroj světla s požadovanou intenzitou vytvořit – vzniká při tom ale tak velké množství přebytečného tepla, že je nutné zabývat se jak samotným tepelným odporem zařízení, tak systémem chlazení.

Cílem této práce, která byla vytvářena ve spolupráci s firmou CAMEA spol. s r. o., je analýza a návrh funkčního řešení vodou chlazeného hliníkového profilu nesoucí plošný spoj s 832 led diodami. Jednotlivé části chladiče jsou v práci podrobně popsány a je zkoumána jejich vhodnost a výhodnost pro použití v systému odvodu tepla z čipů diod.

U samotného plošného spoje je předmětem zájmu především materiál jeho jádra, neboť nejběžnější laminátové jádro má nízkou tepelnou vodivost a je tak nevhodné pro odvod tepla. Následně je proveden výpočet celkového tepelného odporu spoje s návrhy na úpravu konstrukce vedoucí k jeho snížení. Naproti tomu konstrukce hliníkového profilu vyvinutá firmou CAMEA spol. s r. o. je pevně daná. Práce se tak zaměřuje zejména na hydraulické vlastnosti kanálu a na přenos tepla v něm, jsou určeny tepelné odpory a vyhodnocena možnost využití chladicího systému z předchozích verzí liniových zdrojů světla s vysokou vstupní teplotou.

Závěrem práce je pak návrh chladicího zařízení s optimální vstupní teplotou, je podrobně popsán hydraulický výpočet pro všechny důležité součásti systému a zvolena vhodná regulace pro zajištění hospodárního a spolehlivého provozu systému.

1 LINIOVÝ ZDROJ SVĚTLA S VODNÍM CHLAZENÍM

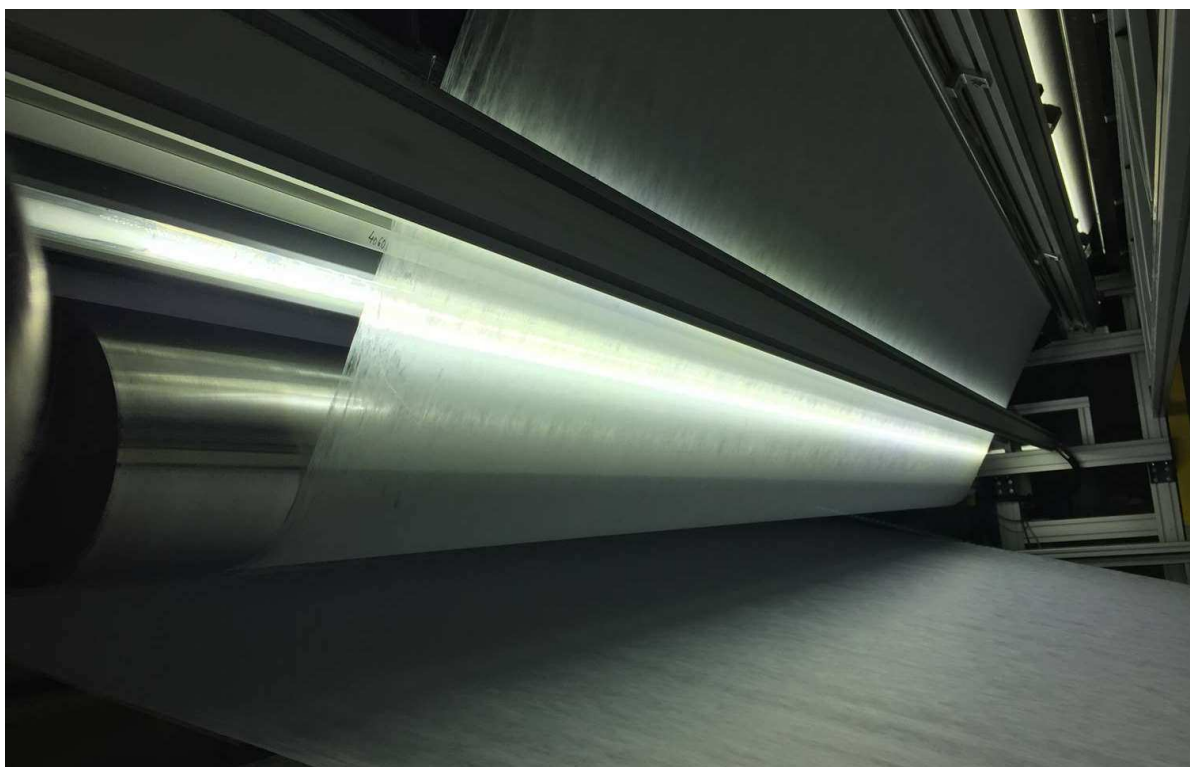
Liniové zdroje světla tvořené malými diodami si s rozvojem výkonu a funkčnosti těchto diod získávají na trhu svoji pozici a používají se k osvětlení interiérů, exteriérů, plní různé dekorativní a designové funkce.

Firma CAMEA spol. s r. o. přinesla trochu jiný pohled na věc, když se rozhodla zvýšit těmto liniovým zdrojům světla výkon a použít je v průmyslovém odvětví k prosvětlení tzv. nekonečných pásů netkané textilie. Kvůli tomuto intenzivnímu prosvětlení je pak kamerový systém schopný kontrolovat kvalitu produktu. Tak vznikl první průmyslový liniový zdroj světla Lightline tvořený diodami o příkonu 3 W.

S prvními úspěchy na trhu přišly samozřejmě požadavky na zvýšení výkonu systému. Bylo rozhodnuto o vytvoření druhé verze liniového světla Lightline, tentokrát s diodami o celkovém příkonu 10 W.

Nízká účinnost a velké množství odpadního tepla těchto diod vedly k vyvinutí speciálního hliníkového profilu s chladicím kanálem, kde jsou uloženy plošné spoje s jednotlivými diodami. Tímto systémem je pak chladicí kapalinou odváděno přebytečné teplo.

S nutností provozovat diody na určité maximální teplotě a se zkušenostmi ze systémů s diodami o třikrát menším výkonu bylo jasné, že bude nutné prověřit, s použitím výpočtů a CFD simulací, zda takovýto koncept obstojí i při použití 10W diod.



Obr. 1-1 – Aplikace liniového zdroje světla při kontrole nekonečného pásu netkané látky

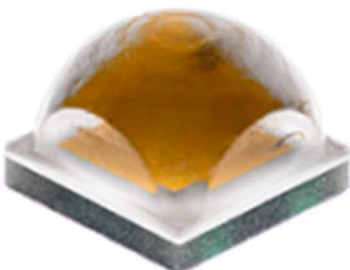
1.1 Jednotlivé části systému

Celý systém liniového zdroje světla je složený ze čtyř částí – diod samotných, plošného spoje nesoucí diody, hliníkového profilu s optickou čočkou a systémem chlazení.

1.1.1 Dioda

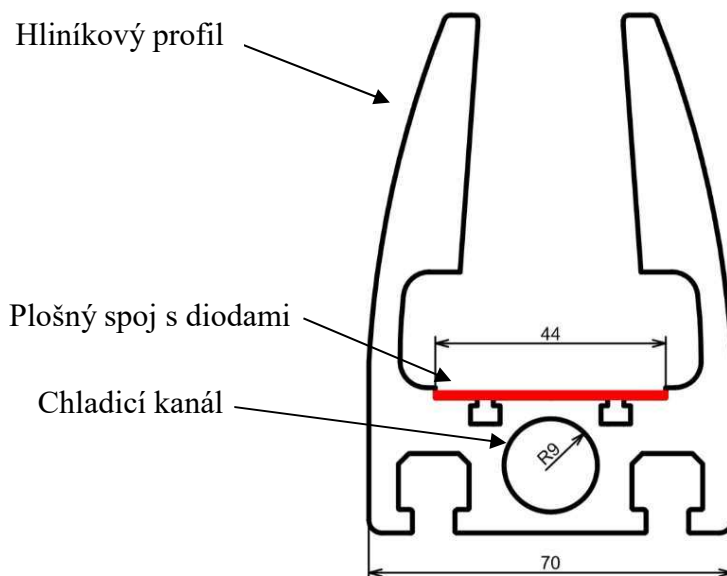
Světelný výkon budou dodávat diody X-lamp XP-L od firmy CREE. Jsou to při svých rozměrech momentálně nejvýkonnější komerčně dostupné diody na trhu s obrovským světelným (a tepelným) výkonem. Přehled základních parametrů je uveden v následující tabulce.

Tab. 1-1 – Základní parametry diody XP-L [2]

Rozměry	3,45 x 3,45	mm	
Maximální proud	3	A	
Příkon	10	W	
Maximální světelný tok	1150	lm	
Tepelný odpor	2,2	°C/W	

1.1.2 Hliníkový profil s chladicím kanálem

Kostru celého liniového zdroje světla tvoří hliníkový profil. Jeho funkce je především nosná. V jeho horní části jsou upevněny plošné spoje s diodami a optické čočky, ve spodní je pak kanál protékající chladicím médiem.



Obr. 1-2 – Zjednodušený půdorys hliníkového profilu od firmy CAMEA spol. s r. o.

Tepelná analýza hliníkového profilu s chladicím kanálem je předmětem kapitoly 4.

1.1.3 Systém chlazení

Chladicí systém je složen z čerpadla, chladiče, pojistných ventilů, expanzní nádoby a chladicího kanálu. Chladicí kanál je v hliníkovém profilu a dochází v něm k odvodu tepla ze systému. Jde o klasický případ nucené vnitřní konvekce s konstantním tepelným tokem.

Předmětem části kapitoly 4 je popsání chladicího systému a také prověření, zda by mohl vzduchový chladič používaný firmou CAMEA spol. s r. o. pro systémy s diodami o výkonu 3 W fungovat i v systému s diodami výkonnějšími, předmětem kapitoly 5 je pak návrh chladicího systému s nižší vstupní teplotou kapaliny pro bezpečnější provoz stávajícího systému nebo pro provoz systému s ještě výkonnějšími diodami.

1.1.4 Plošný spoj

Plošné spoje slouží k mechanickému upevnění a elektrickému propojení komponent. Na trhu existují různé typy plošných spojů s rozdílnými vlastnostmi. Analýza pomocí výpočtů a CFD simulací prototypu plošného spoje a návrhy na zlepšení je předmětem kapitoly 2 a 3.

1.2 Požadavky firmy CAMEA spol. s r. o. na navrhovaný systém

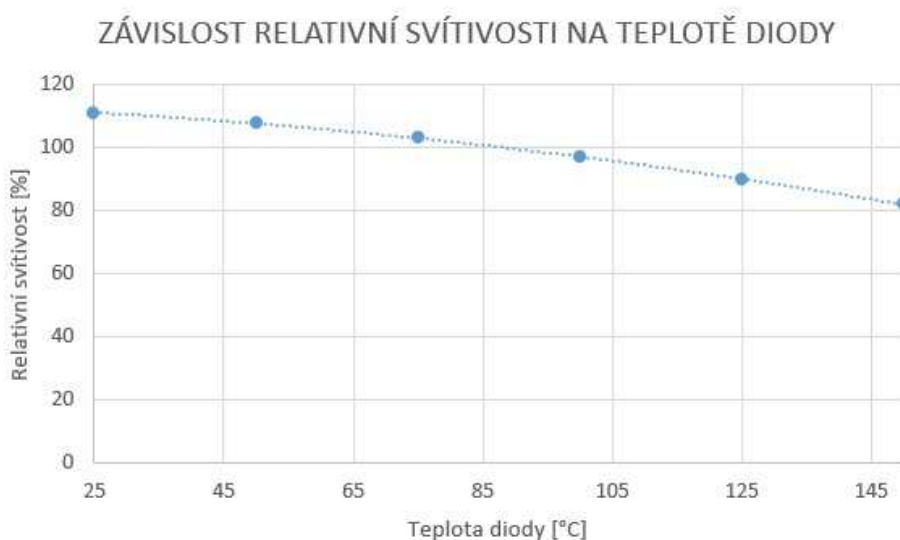
Při návrhu liniového zdroje světla s diodami X-lamp XP-L je důležité zabývat se dvěma parametry.

Za prvé maximální teplotou diody, která je důležitá pro její správný chod a která by neměla být během provozu překročena, neboť by klesala požadovaná svítivost, účinnost a také životnost diody.

A za druhé celkovým tepelným odporem zařízení, který dává představu o teplotách na jednotlivých součástech systému a o požadavcích na teplotu chladicího média, při kterých lze systém ještě provozovat bez negativních vlivů na jeho funkčnost.

1.2.1 Teplota diody

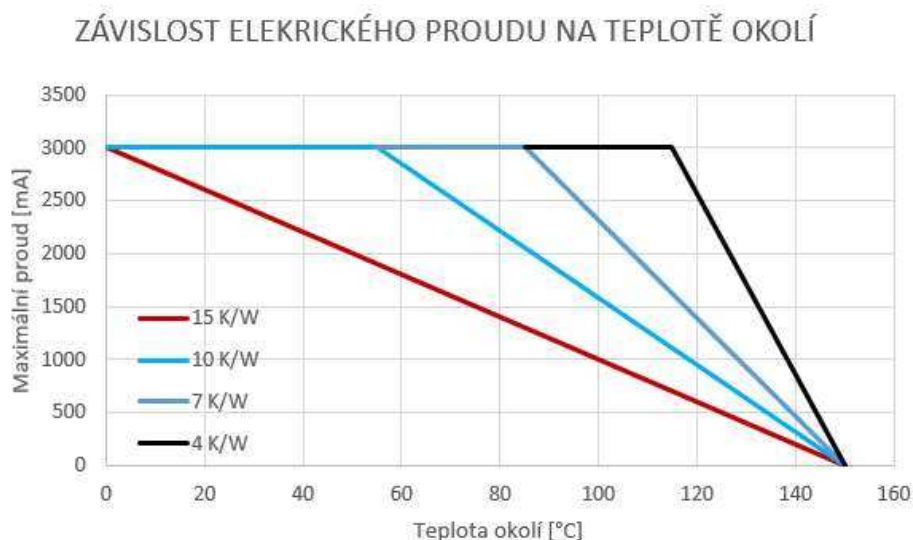
Světelný výkon diody je závislý na její teplotě. Maximální teplota, kterou je dioda schopná snášet, je 150 °C. Při této teplotě, jak je patrné z grafu na obr. 1-3, však nedosahuje svého maximálního světelného výkonu. [2]



Obr. 1-3 – Graf závislosti svítivosti diody na její teplotě [2]

1.2.2 Tepelný odpor systému

Znalost tepelného odporu systému je důležitá pro správné určení maximální chladicí teploty (teploty okolí) při zachování provozu diod na plný výkon. Z grafu na obr. 1-4 lze pozorovat, že s čím menším tepelným odporem je systém navržen, tím menší požadavky mohou být kladeny na chladicí médium. Vhodnou optimalizací tepelného odporu lze tedy ušetřit energii potřebnou k vychlazení chladicí kapaliny a náklady na chladič za den. [2]



Obr. 1-4 – Graf závislost maximálního proudu diody na teplotě okolí [2]

1.2.3 Stanovení požadavků

Na základě grafů na obr. 1-3 a obr. 1-4 a konzultací s firmou CAMEA spol. s r. o. bylo rozhodnuto o návrhu liniového zdroje světla o parametrech v následující tabulce. Teplota diody byla zvolena jako kompromis mezi maximální svítivostí a reálné teploty, které lze v provozu diod za takových podmínek dosáhnout. Maximální tepelný odpor systému byl zvolen na základě vstupní teploty kapaliny, na kterou je současný chladicí systém schopen za nejméně příznivého stavu teploty okolí na hale kapalinu vychladit.

Tab. 1-2 – Maximální hodnoty parametrů pro návrh funkčního systému liniového zdroje světla

Maximální teplota diody	120 °C
Maximální tepelný odpor	10 K/W

2 PLOŠNÉ SPOJE S JEDNOU DIODOU

Existují dva základní typy plošných spojů, které se rozdělují podle materiálu použitého pro výrobu jejich jádra.

Při použití výkonných světelných diod vzniká velké množství odpadního tepla a plošný spoj tak musí splňovat vysoké nároky na hodnoty celkového odporu vedení tepla.

Nalezení vhodného konstrukčního řešení desky plošného spoje pro liniový zdroj světla je provedeno pomocí sítě tepelných odporů a ověřeno pomocí počítačových simulací (CFD).

2.1 Spoje s laminátovým jádrem FR-4

Jsou to nejpoužívanější a nejlevnější typy plošných spojů, jejichž konstrukci tvoří laminátová deska, tenká vrstva mědi a vrstva pájky.

Na obr. 2-1 je zobrazen řez spojem, jehož spodní vrstva tvořená teplovodivou pastou se položí na hliníkový profil a k horní vrstvě pájky se připájí dioda.



Obr. 2-1 – Řez laminátovou deskou plošného spoje

Materiály a vlastnosti jednotlivých vrstev jsou v následující tabulce.

Tab. 2-1 – Materiály laminátového spoje

Vrstva plošného spoje	Tloušťka [mm]	Tepelná vodivost [W/mK]
SnAgCu pájka	0,100	58
Měď	0,035	398
Laminátové jádro	1,600	0,2
Teplovodivá pasta	0,100	8,5

2.2 Spoje s kovovým jádrem

Se zvyšujícím se výkonem diod bylo nutné nahradit izolační laminátovou desku materiály s lepšími tepelně technickými vlastnostmi. Jako vhodné se jevily dva – hliník a měď. Funkci elektrické izolace zde převzala tenká vrstva dielektrika.

2.2.1 Hliníkové jádro

Řez spojem s hliníkovým jádrem je na obr. 2-2.



Obr. 2-2 – Řez hliníkovou deskou plošného spoje

Materiály a vlastnosti jednotlivých vrstev jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 2-2 – Materiály hliníkového spoje

Vrstva plošného spoje	Tloušťka [mm]	Tepelná vodivost [W/mK]
SnAgCu pájka	0,075	58
Měď	0,035	398
Dielektrikum	0,076	2,4
Hliníkové jádro	1,600	150
Teplovodivá pasta	0,100	8,5

2.2.2 Měděné jádro

Plošný spoj s ještě lepšími tepelně technickými vlastnostmi než hliníkový vznikne nahrazením hliníkového jádra spoje na obr. 2-2 jádrem měděným. Ostatní vrstvy zůstávají stejné.

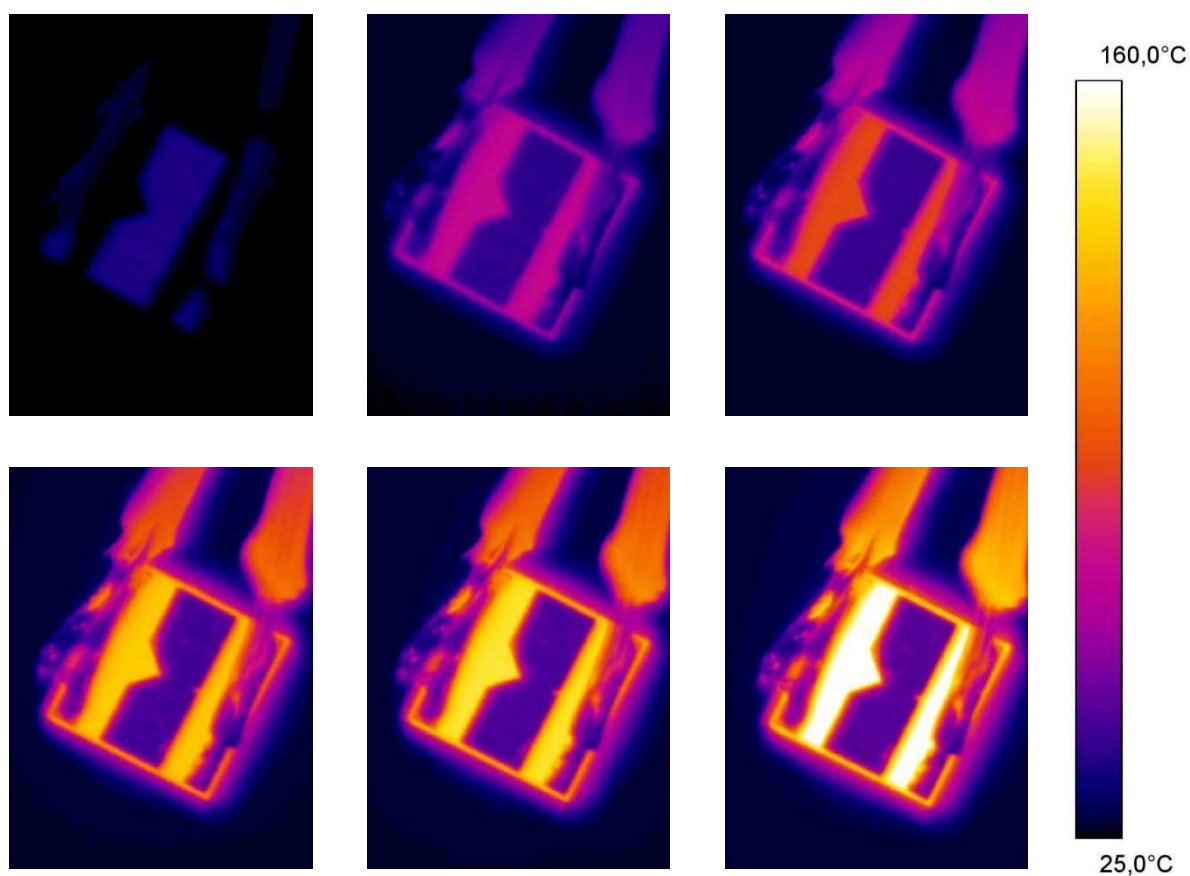
Tab. 2-3 – Materiály měděného spoje

Vrstva plošného spoje	Tloušťka [mm]	Tepelná vodivost [W/mK]
Měděné jádro	1,600	398

2.3 Tepelný tok anodou a katodou

Před samotným určením tepelných odporů bylo nutné vyřešit otázku, zda teplo vznikající v čipu ve středu diody rozpálí celou její spodní stranu na konstantní teplotu a tepelné toky středem, anodou a katodou plošného spoje tak budou přímo úměrné jejich plochám, nebo zda jde většina tepla střední plochou přímo pod čipem (v anglické literatuře tzv. heat pad) a plocha anody a katody nebude pro výpočet tepelného odporu relevantní (předpoklad firmy CAMEA spol. s r. o.)

Proto bylo uskutečněno testování diody infračervenou kamerou¹ s cílem zjistit rozložení teplot na spodní straně diody. Výsledky jsou na obr. 2-3.



Obr. 2-3 – Průběh teplot na spodní straně diody CREE X-lamp XP-L

Z obrázků je patrné, že celá spodní strana diody je čipem uprostřed rozežhřata na konstantní teplotu v celém průřezu. Dá se předpokládat, že tepelný tok anodou, katodou a středem tak bude závislý jenom na velikosti jejich ploch.

Tab. 2-4 – Velikosti tepelných toků jednotlivými částmi diody

Anoda [%]	Střed [%]	Katoda [%]
22	56	22

¹ Testování bylo provedeno kamerou FLIR SC 660.

2.4 Výpočet celkového tepelného odporu plošného spoje

Pro optimální funkci a výběr vhodného spoje je nutné znát jeho schopnost odvést teplo vznikající na čipu diody do hliníkového profilu a chladicího kanálu.

Vedení tepla stěnou je dáno Fourierovým zákonem. [1]

$$\dot{q} = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{t_l} \quad 2-1$$

\dot{q} – tepelný tok [W] λ – tepelná vodivost [W/m·K] t_l – tloušťka [m] ΔT – rozdíl teplot [K]

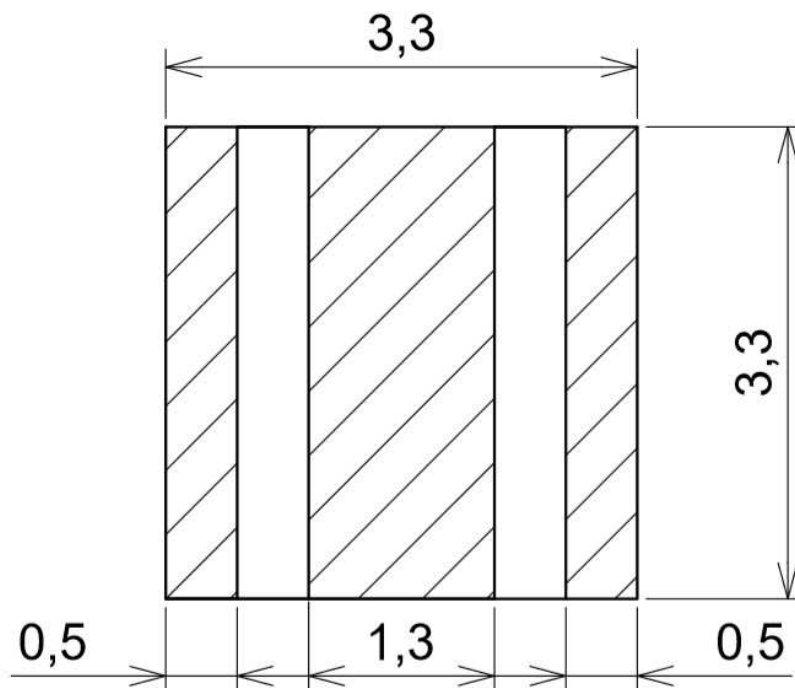
Schopnost vrstvy materiálu spoje vést teplo závisí na její tepelné vodivosti, ploše a tloušťce. Tuto vlastnost lze také charakterizovat tepelným odporem materiálu, který je možné po upravení rovnice 2-1 zapsat vztahem.

$$R = \frac{t}{\lambda \cdot S} \quad 2-2$$

R – tepelný odpor [K/W] S – plocha [m²]

2.4.1 Vlastnosti a rozměry spoje

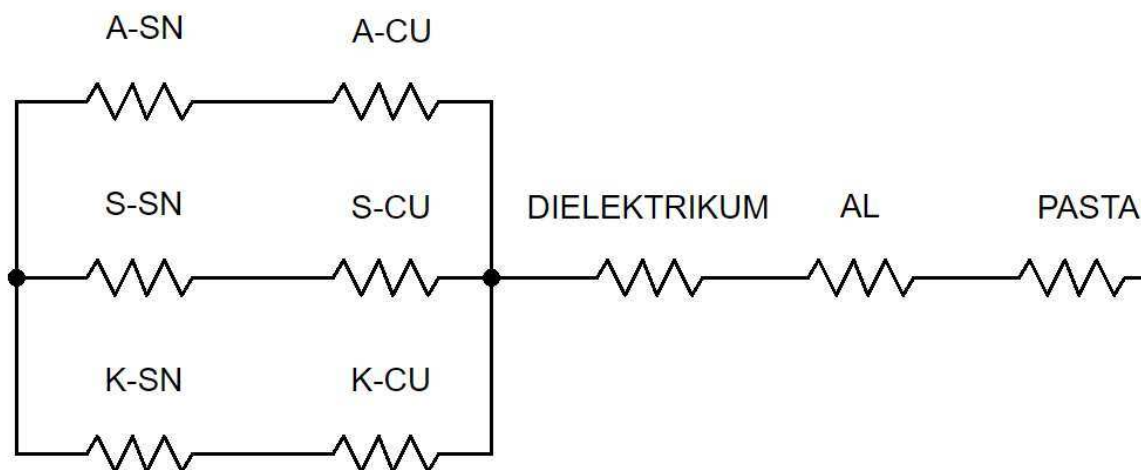
Materiálové vlastnosti potřebné pro výpočet odporu v rovnici 2-2 jsou v tab. 2-2 a tab. 2-3, rozměry pro výpočet celkového tepelného odporu spoje pro jednu diodu vychází z doporučených rozměrů pájecí podložky pro diodu X-lamp XP-L a jsou uvedeny na obr. 2-4.



Obr. 2-4 – Doporučené rozměry pájecí podložky na plošném spoji pro diodu X-lamp XP-L [2]

2.4.2 Odporové schéma

Nahrazením jednotlivých vrstev spoje dílčími odpory vznikne odporové schéma uvedené na obr. 2-5 (A – anoda, K – katoda, S – střed)



Obr. 2-5 – Odporové schéma hliníkového plošného spoje

Kvůli analogii mezi tepelným tokem a elektrickým proudem lze pro skládání tepelných odporů využít stejných pravidel jako pro skládání těch elektrických.

Pro sériový odpor pak platí:

$$R_{1-n} = R_1 + R_2 \dots + R_n \quad 2-3$$

A pro paralelní:

$$\frac{1}{R_{1-n}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \dots + \frac{1}{R_n} \quad 2-4$$

2.4.3 Celkové tepelné odpory

Laminátový spoj

U tohoto typu spoje má na celkový tepelný odpor rozhodující vliv laminátové tepelně nevodivé jádro.

Tab. 2-5 – Tepelný odpor jádra laminátového plošného spoje

Spoj	Část	R [K/W]
FR-4	Laminátové jádro	734

Jeho odpor je oproti spojům s kovovým jádrem tak velký, že tento typ spoje dále nebude uvažován.

Hliníkový spoj

Tepelné odpory jednotlivých částí a vrstev spoje a postup výpočtu celkového tepelného odporu je uveden v tab. 2-6, kde R_1 je tepelný odpor paralelní části odporového schématu z obr. 2-5 a R je celkový tepelný odpor plošného spoje.

Tab. 2-6 – *Tepelné odpory jednotlivých částí hliníkového plošného spoje*

Spoj	Část	SnAgCu	Cu	R_1	Dielektrikum	Al jádro	Pasta	R [K/W]
Al	Anoda	1,04	0,05	0,24	4,17	0,98	1,08	6,47
	Heat pad	0,40	0,02					
	Katoda	1,04	0,05					

CFD simulace rozložení teplot viz obr. 2-11.

Měděný spoj

Při nahrazení hliníkového jádra jádrem měděným se celkový tepelný odpor spoje sníží.

Tab. 2-7 – *Tepelné odpory jednotlivých částí měděného plošného spoje*

Spoj	Část	SnAgCu	Cu	R_1	Dielektrikum	Cu jádro	Pasta	R [K/W]
Cu	Anoda	1,04	0,05	0,24	4,17	0,37	1,08	5,86
	Heat pad	0,40	0,02					
	Katoda	1,04	0,05					

2.5 Vysoký tepelný odpor hliníkového plošného spoje

Firma CAMEA spol. s r.o. v minulých aplikacích s méně výkonnými diodami (světlo Lightline 6.0 s 3W diodami) používala hliníkové plošné spoje.

Na základě těchto poznatků bylo rozhodnuto o použití stejného typu spoje i pro světlo Lightline 7.0 s 10W diodami a byl vyroben prototyp.

Při optimalizaci celého zařízení (dioda, plošný spoj, hliníkový profil, chladicí kanál) tak, aby celkový tepelný odpor nepřesáhl 10 K/W, je ale problém, pokud plošný spoj samotný má tepelný odpor $R = 6,5$ K/W.

Led dioda má tepelný odpor $R = 2,2$ K/W. V takovém případě už nezbyvá mnoho prostoru pro tepelný odpor hliníkového profilu a chladicího kanálu.

Na základě těchto skutečností bylo firmou CAMEA spol. s r. o. rozhodnuto o vytvoření studie zabývající se možnostmi snížení tepelného odporu plošného spoje s cílem navrhnout plošný spoj pro liniový zdroj světla Lightline 7.1.

2.6 Návrhy na konstrukční řešení pro snížení tepelného odporu spoje

Při pohledu na tabulky tepelných odporů jednotlivých částí spoje (tab. 2-6 a tab. 2-7) je patrné, že zásadní vliv na celkový tepelný odpor má vrstva dielektrika. Pokud má být celkový tepelný odpor snížen, je potřeba věnovat největší pozornost právě této vrstvě. Druhá možnost, která připadá v úvahu, je úprava kovového jádra.

2.6.1 Změna tloušťky kovového jádra

Standardní tloušťka kovových jader plošných spojů je 1,6 mm. Někteří výrobci nabízejí možnost snížit tento parametr na polovinu a tím snížit tepelný odpor kovové vrstvy. [3]

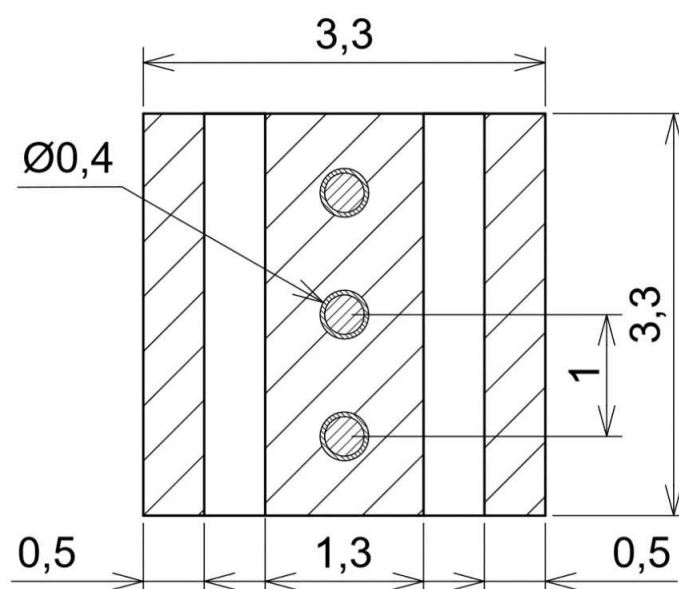
Tab. 2-8 – Porovnání tepelného odporu jádra rozdílné tloušťky

Spoj	Část	Tloušťka [mm]	R [K/W]
Al	Hliníkové jádro	1,600	0,98
		0,800	0,49

2.6.2 Provrtání dielektrické vrstvy

Vyvtáním vývrtů do dielektrické vrstvy pod střední ploškou pájecí podložky a jejich následným vyplněním teplovodivým materiálem vzniknou tepelné přechody a celkový odpor dielektrické vrstvy se sníží. Technologie a materiály na vyvtání a vyplnění děr jsou různé. [3]

Při návrhu tohoto řešení je třeba dbát zvýšené pozornosti na technologii provedení, neboť různé kovy mají rozdílnou tepelnou roztažnost a ne všechny kovy je vhodné kombinovat. Nedoporučuje se například kombinace hliníku a mědi kvůli vysokému koroznímu ovlivnění, naopak kombinace mědi a cínu je velmi vhodná. [4]

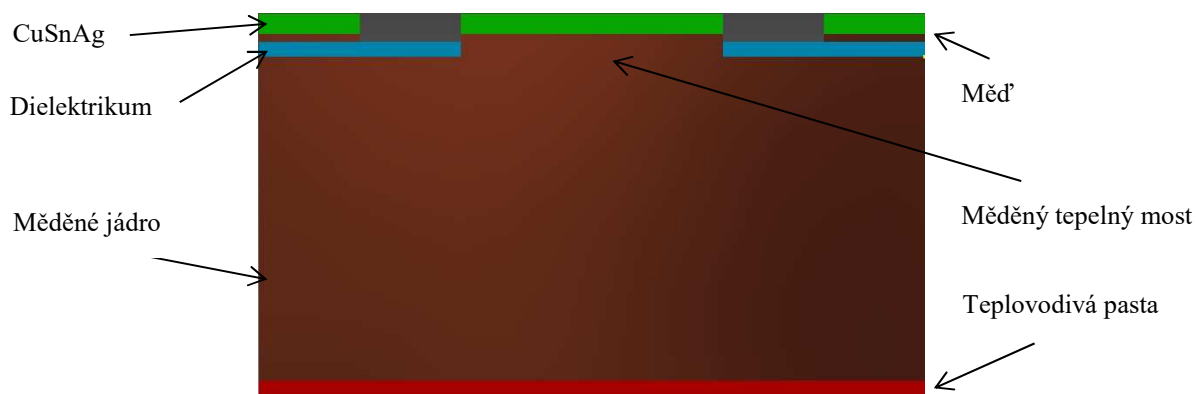


Obr. 2-6 – Přodový řez plošného spoje s návrhem vývrtů v dielektrické vrstvě
CFD simulace rozložení teplot viz obr. 2-12.

2.6.3 Vytvoření tepelného mostu

Ještě účinnější řešení nabízí americký výrobce Cofan USA, kdy se dielektrická vrstva pod střední ploškou pájecí podložky zcela odstraní a nahradí tzv. tepelným mostem.

Tento tepelný most pak způsobí pokles rozdílu teplot mezi teplovodivou pastou a vrstvou pájky na minimální hodnoty a výsledkem je plošný spoj s bezkonkurenčně nejmenším tepelným odporem na trhu. [5]



Obr. 2-7 – Řez měděného spoje s tepelným mostem „Super pillar“ [5]

CFD simulace rozložení teplot viz obr. 2-13.

Porovnáním tepelných odporů jednotlivých konstrukcí se zabývá následující kapitola.

2.7 CFD simulace plošných spojů s jednou diodou

2.7.1 Geometrie a výpočetní síť

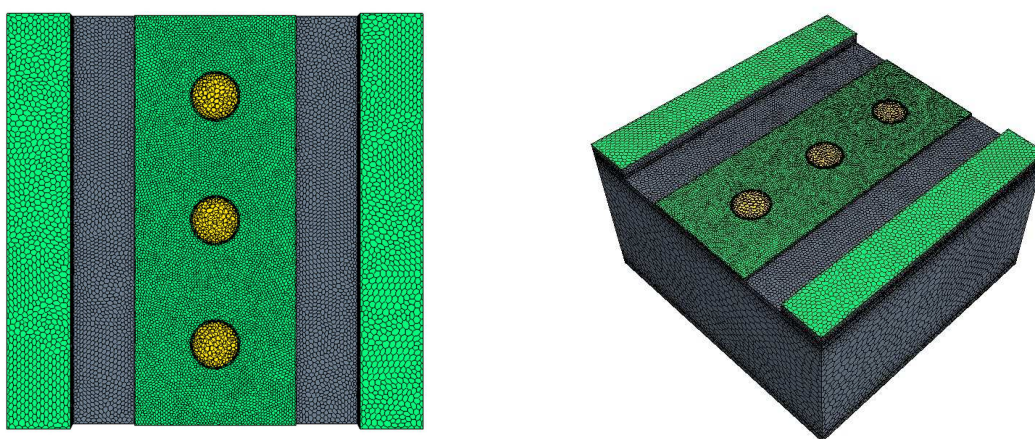
Na základě rozměrů v předchozím textu (obr. 2-4, obr. 2-6 a tab. 2-2) byl v programu Autodesk Inventor vytvořen model plošného spoje s jednou diodou ve třech variantách – kovový plošný spoj s hliníkovým jádrem, kovový plošný spoj s měděným jádrem a vývrty v dielektrické vrstvě a kovový plošný spoj s měděným jádrem a tepelným mostem „Super pillar“.

Jednotlivým částem modelu byla nastavena síť s odpovídající velikostí základní buňky rozměrům dané části. Přehled parametrů výpočetní sítě pro měděný plošný spoj s dírami v dielektrické vrstvě je následující tabulce.

Tab. 2-9 – Vlastnosti výpočetních sítí měděného plošného spoje s vývrty v dielektrické vrstvě

Část	Modely	Základní velikost buňky [mm]	Počet buněk
Teplovodivá pasta	Polyhedral mesher Surface remesher	0,1	16 107
Měděné jádro			146 412
Dielektrikum			46 624
Měděná vrstva			35 602
Cínová vrstva			34 866
Díry – měď		0,01	16 602
Díry – cín		0,05	1 135

Detaily výpočetní sítě pro stejný typ plošného spoje na obr. 2-8.



Obr. 2-8 – Výpočetní síť modelu plošného s vývrty v dielektrické vrstvě spoje

2.7.2 Fyzikální modely

Fyzika pevné látky pro výpočet přenosu tepla v programu STAR-CCM+ je daná výpočetními modely a materiálovými vlastnostmi (zejména tepelnou vodivostí λ) dané látky. Je tedy nutné pro každý materiál vytvořit vlastní fyzikální model s následujícími parametry:

- Steady.
- Segregated flow.
- Constant density.
- Solid.

Kde se v parametru „solid“ předepisují zmíněné materiálové vlastnosti. Materiály jednotlivých variant simulací plošných spojů jsou zřejmé z obr. 2-2 a obr. 2-7.

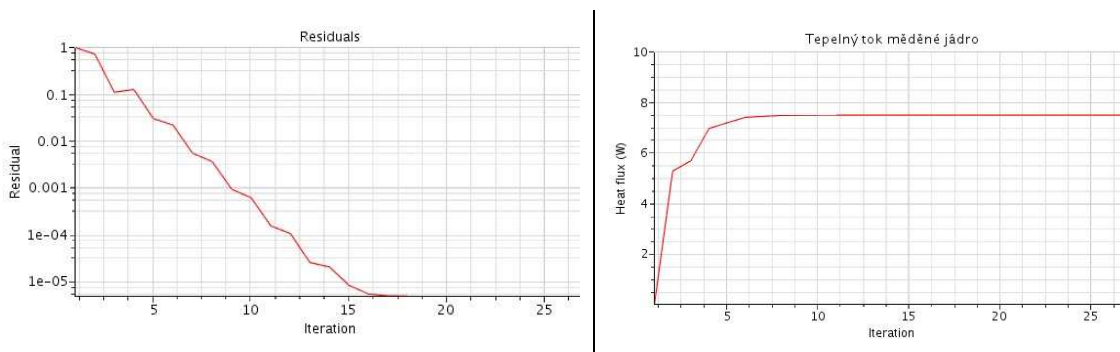
2.7.3 Okrajové podmínky

Simulace přenosu tepla plošným spojem mezi čipem diody a chladicím kanálem bylo docíleno zavedením následujících okrajových podmínek.

- Konstantní tepelný tok do horních cínových stěn $\dot{q}_{in} = 7,5 \text{ W}^2$.
- Konstantní tepelný tok z dolní stěny teplovodivé pasty $\dot{q}_{out} = -7,5 \text{ W}^3$.
- Ostatní stěny jsou adiabatické $\dot{q}_{konvekce} = 0 \text{ W}$.

2.7.4 Výsledky a konvergence řešení

Simulace velmi dobře konvergovala. Pro kontrolu byl ještě zaveden příkaz dokumentující velikost tepelného toku měděným jádrem. Oba grafy na obr. 2-9.



Obr. 2-9 – Graf konvergence residuí a graf tepelného toku měděným jádrem

Zároveň byl kontrolován tepelný tok opouštějící systém $\dot{q}_{out} = -7,5 \text{ W}$

² Tepelný tok předepsán na virtuální rovinu nad cínovými ploškami představující rozpálenou spodní stranu diody, kterou proudí do plošného spoje ztrátové teplo z čipu diody.

³ Tepelný tok představuje ideální chlazení chladicím kanálem.

2.7.5 Tepelné odpory plošných spojů

Po vytvoření všech tří variant simulací plošných spojů s jednou diodou byly vyhodnocovány průměrné hodnoty teploty horní a spodní strany spoje (cínu a teplovodivé pasty).

Při známém rozdílu teplot a tepelném toku lze stanovit tepelný odpor podle vzorce 2-5:

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{q}} \quad 2-5$$

Výsledky pro všechny varianty jsou v následující tabulce.

Tab. 2-10 – Výsledné tepelné odpory jednotlivých variant plošných spojů s jednou diodou

Typ plošného spoje	Průměrná teplota horní stěny [K]	Průměrná teplota spodní stěny [K]	ΔT [K]	R [K/W]
Hliníkové jádro	325,8	280,0	45,8	6,1
Měděné jádro s dírami v dielektrické vrstvě	318,1	286,2	31,9	4,3
Měděné jádro s tepelným mostem super pillar	312,7	288,9	23,8	3,2

2.7.6 Zhodnocení výsledků

Mezi analytickým výpočtem tepelného odporu hliníkového plošného spoje a jeho odvozením z průměrných teplot stěn modelu v simulaci je rozdíl ve výsledcích 6 %.

Tab. 2-11 – Porovnání výsledků analytického a simulačního řešení tepelného odporu spoje

Tepelný odpor hliníkového plošného spoje s jednou diodou R [K/W]	
Analytické řešení	CFD simulace
6,5	6,1

Vzniklou odchylku způsobuje fakt, že na analytický výpočet byly aplikovány vztahy pro 1D vedení tepla. Jak ale ukazuje následující text, ne u všech vrstev materiálů plošného spoje byl takový postup korektní.

Stanovení plochy dielektrické vrstvy pro výpočet tepelného odporu

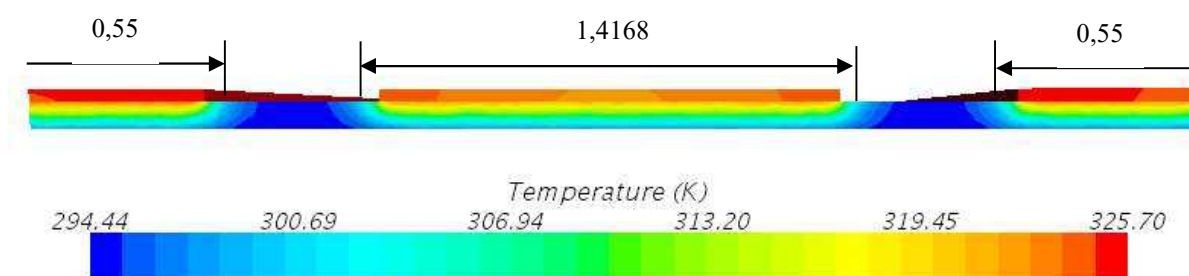
Při výpočtu tepelného odporu stěny v rovnici 2-2 nastane problém, pokud oblast přenosu tepla není jednoznačně dána (resp. pokud se nejedná o dvě stěny o stejné ploše). K takovému případu dojde i u dielektrické vrstvy, do které proudí tepelný tok přes tři menší plochy měděné vrstvy spoje.

V analytickém výpočtu byl za tuto plochu dosazen součet těchto tří menších ploch (anoda, katoda a střed), ale z obr. 2-10 je patrné, že tento postup není zcela korektní a že tepelně ovlivněná oblast je o něco větší, než plocha styku stěn dielektrika a mědi. Proto zde přestávají platit vztahy pro 1D vedení tepla, neboť tepelný tok se šíří i v příčném směru materiálu.

Kniha VDI Heat atlas v takovém případě pojednává o 2D vedení tepla a zavádí pojem tvarový faktor k , který rozšiřuje známé rovnice 1D vedení tepla o koeficient zohledňující šíření tepla i v příčném směru. Představuje poměr mezi plochou dotyku stěn S_1 a plochou reálně tepelně ovlivněnou S_2 . [11]

V této publikaci je uvedena spousta situací s různými vztahy pro získání tvarového faktoru k (například tvarový faktor mezi temperovanou ranvejí letiště a okolní zeminou, který upravoval rovnice pro výpočet přenosu tepla mezi větší a menší plochou nad sebou, a tím se nejvíc podobal situaci dielektrické vrstvy s mědí.) Nicméně žádný ze vztahů nefungoval dobře pro malé tloušťky vrstev (tloušťka dielektrické vrstvy je 0,076 mm). [11]

Druhá možnost je stanovit tvarový faktor k na základě získání rozměrů plochy S_2 ze simulace, kde se přeměří výrazně tepelně ovlivněná oblast v okolí stěn dotyku vrstev.



Obr. 2-10 – Detail rozložení teplot dielektrické vrstvy hliníkového spoje

Výpočet tvarového faktoru k je v rovnici 2-6: Rozměry plochy S_1 jsou patrné z obr. 2-4.

$$\begin{aligned} S_1 &= 2 \cdot 0,5 \cdot 3,3 + 1,3 \cdot 3,3 = 7,590 \text{ mm}^2 \\ S_2 &= 2 \cdot 0,55 \cdot 3,3 + 1,4168 \cdot 3,3 = 8,305 \text{ mm}^2 \\ k &= \frac{S_2}{S_1} = \frac{8,305}{7,590} = 1,1 \end{aligned} \quad 2-6$$

Odpor dielektrické vrstvy se pak vypočítá podle vztahu 2-7:

$$R_{\text{dielektrikum}} = \frac{t}{\lambda \cdot k \cdot S} = \frac{0,076}{2,4 \cdot 1,1 \cdot 7,590 \cdot 10^{-3}} = 3,8 \quad 2-7$$

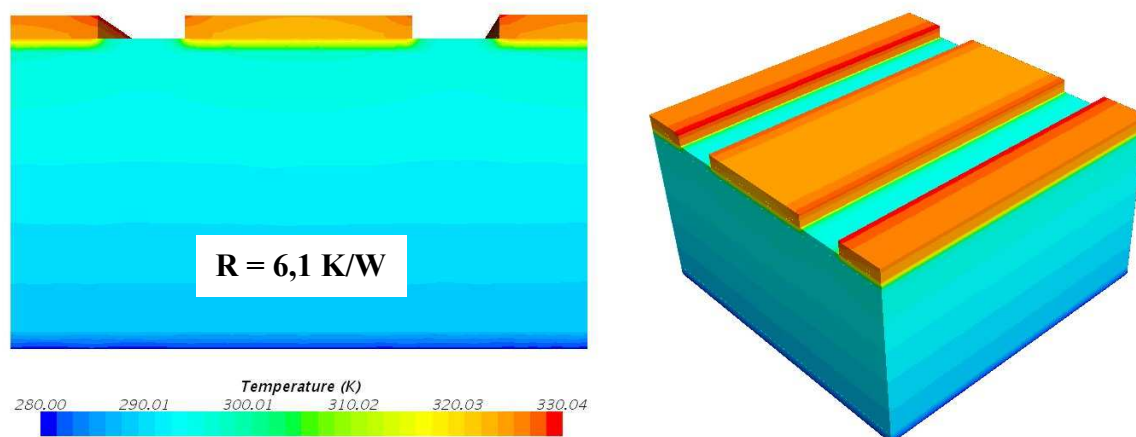
A celkový odpor hliníkového plošného spoje s jednou diodou je pak dán součtem tepelných odporů jednotlivých vrstev spoje (viz výpočet tepelných odporů v předchozím textu).

$$R = R_1 + R_{\text{dielektrikum}} + R_{\text{jádro}} + R_{\text{pasta}} = 0,24 + 3,8 + 0,98 + 1,08 = 6,1 \text{ K/W} \quad 2-8$$

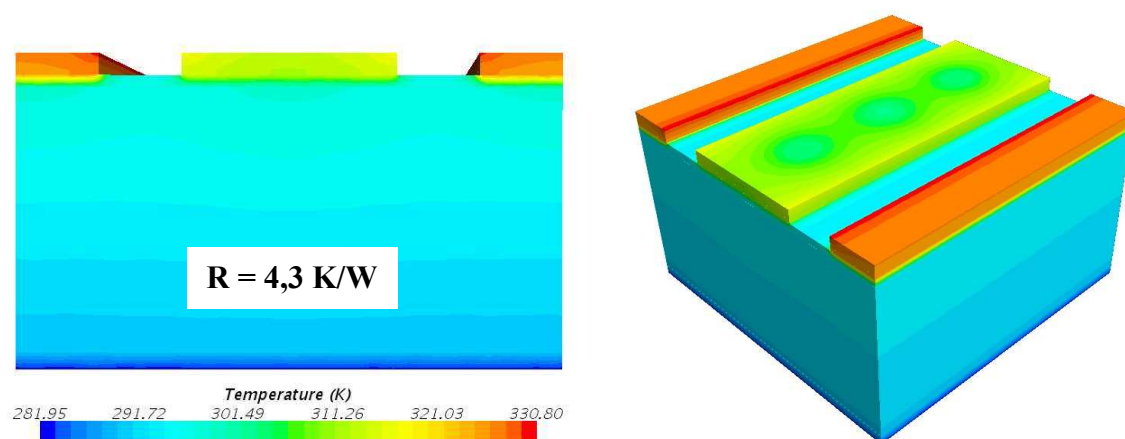
Analytický výpočet tepelného odporu pak odpovídá hodnotě získané ze simulace.

2.7.7 Grafické srovnání jednotlivých typů plošných spojů s jednou diodou

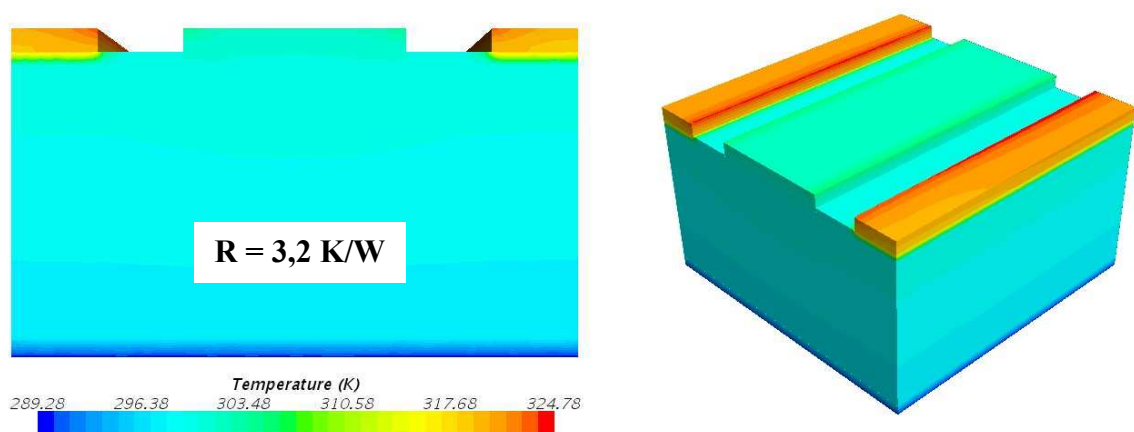
Pohled z boku a izometrie



Obr. 2-11 – Rozložení teplot hliníkového plošného spoje

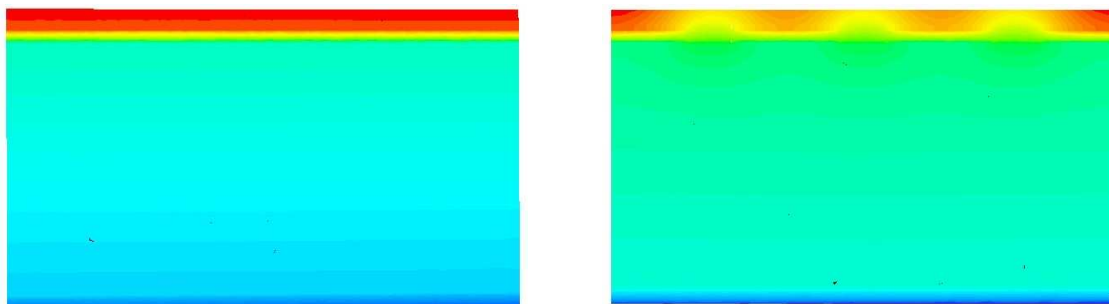


Obr. 2-12 – Rozložení teplot měděného plošného spoje s třemi vývrty v dielektrické vrstvě



Obr. 2-13 – Rozložení teplot měděného plošného spoje s tepelným mostem „Super pillar“

Pohled v řezu



Obr. 2-14 – Rozložení teplot v řezu hliníkového spoje (vlevo) a měděného spoje s vývrty

2.8 Nový typ plošného spoje

Závěr z konzultace studie pro snížení tepelného odporu spoje s firmou CAMEA spol. s r. o. je:

Plošný spoj musí mít malý tepelný odpor, ale zároveň musí být také dostatečně tuhý, aby se neohýbal v důsledku působení teplotních roztažností. Proto je změna tloušťky jádra nepřijatelná, neboť řešení vede k malému snížení tepelného odporu a velkému snížení celkové tuhosti plošného spoje.

Vytvoření tepelných přechodů ať už provrtáním dielektrické vrstvy nebo měděným tepelným mostem má jednu nevýhodu a to nedostatek zkušeností firmy vyrábějící plošné spoje s výrobou měděných plošných spojů a jejich úpravami pro snížení tepelného odporu.

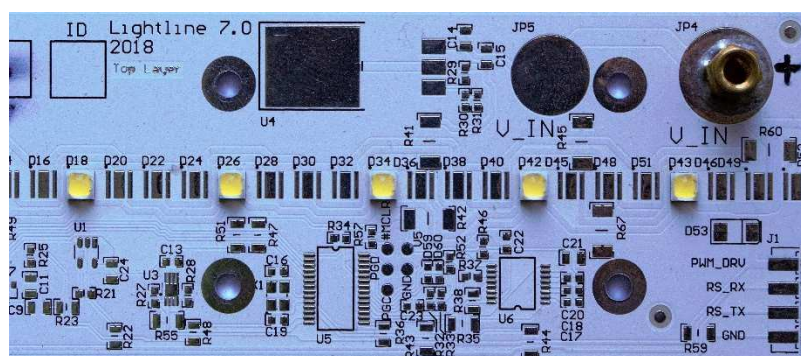
Nicméně vrtání a pomědění vývrtů v dielektrické vrstvě je jednodušší než frézování měděného jádra pro vytvoření tepelného mostu a tak bylo rozhodnuto o variantě 2, tedy měděný plošný spoj s třemi poměděnými dírami v dielektrické vrstvě následně vyplněných pájecí směsí CuSnAg (obr. 2-6) při pájecím procesu. Snížení tepelného odporu by mělo být i tak dostatečné.

3 PLOŠNÉ SPOJE LIGHTLINE 7.0 A 7.1

Tato kapitola kombinuje teoretické výsledky z kapitoly 2 s reálnými zkušenostmi firmy CAMEA spol. s r. o. Popisuje skutečné, vyrobené plošné spoje a zabývá se jejich konstrukcí a výkony.

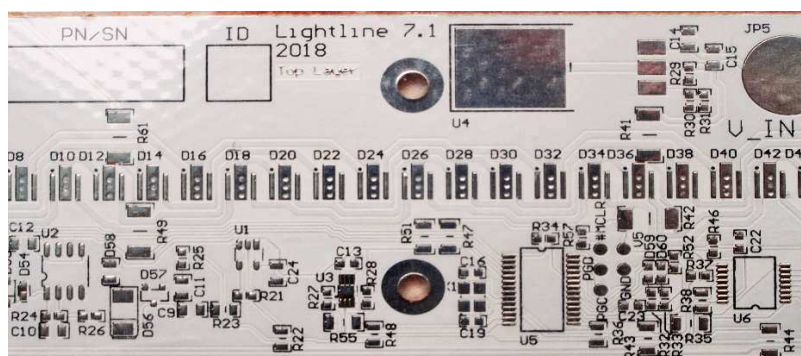
Cílem kapitoly je stanovit elektrický výkon a příkon skutečného plošného spoje, vytvořit CFD simulaci, určit tepelný odpor plošného spoje s více diodami a porovnáním výsledků s výsledky v kapitole 2 zjistit, jaký vliv má přidávání diod do spoje na celkový tepelný odpor.

Plošný spoj Lightline 7.0 je hliníkový plošný spoj používaný firmou CAMEA spol. s r. o. v dřívějších aplikacích s méně výkonnými diodami.



Obr. 3-1 – Hliníkový plošný spoj Lightline 7.0

Plošný spoj Lightline 7.1 je měděný plošný spoj s poměděnými dírami v dielektrické vrstvě vyplněných cínem, vyrobený na základě studie v kapitole 2.



Obr. 3-2 – Měděný plošný spoj s dírami v dielektrické vrstvě Lightline 7.1

Protože firma CAMEA spol. s r. o. bude pro tento typ liniového zdroje světla nadále využívat plošný spoj Lightline 7.1, bude se zbytek kapitoly věnovat už jen tomuto spoji.

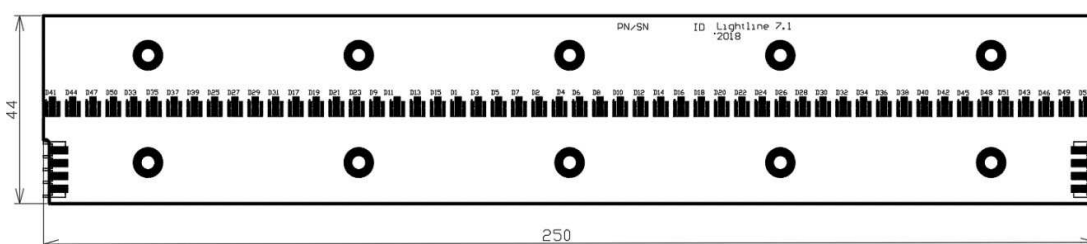
3.1 Specifikace plošného spoje

3.1.1 Rozměry, podoba a elektrické parametry

Podobu plošného spoje určuje z velké míry sériové zapojení jednotlivých diod. Při sériovém zapojení je celkové napětí rovno součtu napětí dílčích podle rovnice 3-1:

$$U = U_1 + U_2 \dots + U_n \quad 3-1$$

Při zachování rozumného napětí tedy nelze vytvořit jeden velký plošný spoj se všemi diodami na jednom elektrickém obvodu v délce celého liniového zdroje světla. To vedlo firmu CAMEA spol. s r. o. ke konstrukci dílčích plošných spojů délky 250 mm, které vytvoří liniový zdroj světla poskládáním jednotlivých spojů za sebou. Rozměry spoje na obr. 3-3.



Obr. 3-3 – Zjednodušený půdorys plošného spoje

Při zapojení všech diod dílčího plošného spoje do jednoho obvodu by bylo výsledné napětí pořád zbytečně vysoké, a proto byl plošný spoj uspořádán do 4 paralelních obvodů každý s 13 sériově zapojenými diodami.

Výsledný proud v plošném spoji je pak dán součtem dílčích proudů paralelních obvodů:

$$I = I_1 + I_2 \dots + I_n = 3 + 3 + 3 + 3 = 12 \text{ A} \quad 3-2$$

Pro celkový příkon dílčího plošného spoje platí:

$$P = U \cdot I \cdot n = 48 \cdot 3 \cdot 4 = 576 \text{ W} \quad 3-3$$

P – příkon [W]

U – napětí [V]

I – proud [A]

n – počet větví

Linové světlo samotné je pak poskládáno z 16 dílčích plošných spojů připojených paralelně na jeden elektrický zdroj, tedy napětí zůstává stejné jako u jednoho spoje a zvyšuje se jen proud. Elektrické parametry a výkony jednoho obvodu, plošného spoje a liniového světla v tab. 3-1.

Tab. 3-1 – Elektrické parametry liniového světla, plošného spoje a jeho jednoho obvodu

Část	Počet diod	Napětí [V]	Proud [A]	Příkon [W]
1 obvod	13	48	3	144
1 plošný spoj	52	48	12	576
16 plošných spojů	832	48	192	9 216

3.1.2 Příkon a výkon spoje

Pro návrh chlazení jsou důležité výkony a příkony diod a plošných spojů. Určení ztrátového výkonu diod vychází z materiálu firmy CREE. [2]

$$P_Z = 0,75 \cdot P_D \quad 3-4$$

P_Z – ztrátový výkon diody [W]

P_D – příkon diody [W]

Ztrátový výkon plošného spoje je složitější, neboť je tvořen více součástkami a elektrickými obvody, u kterých je těžké určit účinnost. V předběžných návrzích a výpočtech se počítalo se stejnou účinností spoje jako je účinnost diody (tedy 25%). Protože je rozdíl v celkových ztrátových výkonech malý (méně jak 3%), a pro získání výpočtů a simulací s výsledkem na straně bezpečné, bude uvažován veškerý příkon spoje jako ztrátový.

Tab. 3-2 – *Příkony a výkony jednotlivých částí systému*

Část	Celkový příkon [W]	Příkon diod [W]	Ztrátový výkon diod [W]	Výkon diod [W]	Příkon spoje [W]
Plošný spoj	576	520	390	130	56
Systém	9 216	8 320	6 240	2 080	896

Celkový ztrátový výkon soustavy: **7 136 W**

3.2 CFD simulace

Simulace vychází ze simulace plošného spoje s jednou diodou, nyní však bude simulováno více diod a skutečná šířka teplovodivé pasty, kovového jádra a dielektrické vrstvy. V simulaci bude také uvažován ztrátový výkon plošného spoje.

3.2.1 Geometrie a výpočetní síť

Jako dostatečně reprezentativní vzorek pro určení celkového tepelného odporu plošného spoje byl zvolen model s parametry a počtem diod v tab. 3-3 vycházející z jeho půdorysu na obr. 3-3 a modelu plošného spoje jedné diody v kapitole 2.

Tab. 3-3 – Parametry modelu plošného spoje pro CFD simulaci

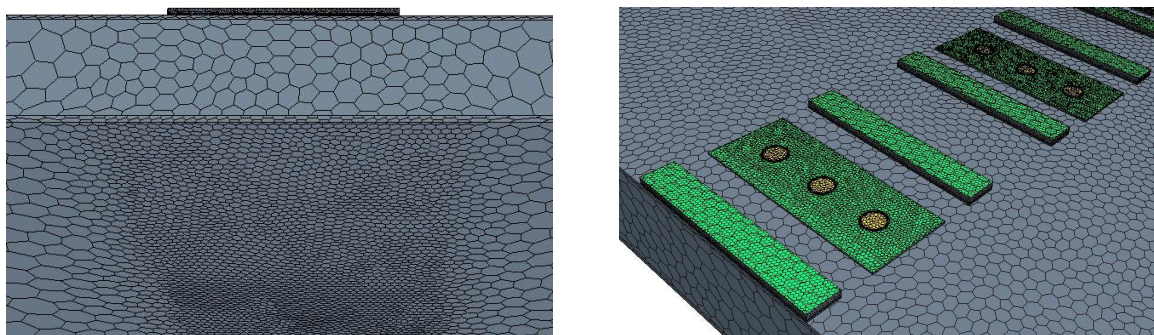
Počet diod	10
Délka x šířka	44,6 x 44,0 mm

Pro lepší kvalitu výpočetní sítě byla pro každou část modelu nastavena síť s odpovídající velikostí základní buňky rozměrů dané části (tab. 3-4) a navíc předepsané zmenšení velikosti základní buňky sítě uprostřed modelu pro vrstvu teplovodivé pasty a dielektrika na 30 % a pro měděné jádro na 3 % (obr. 3-4).

Tab. 3-4 – Vlastnosti výpočetních sítí

Část	Modely	Základní velikost buňky [mm]	Počet buněk
Teplovodivá pasta	Polyhedral mesher Surface remesher	5,00	33 514
Měděné jádro		1,00	42 359
Dielektrikum		0,80	134 760
Měděná vrstva		0,10	320 106
Cínová vrstva			326 978
Díry – měď		0,01	187 035
Díry – cín		0,50	6 161

Detaily a zjemnění výpočetní sítě uprostřed modelu lze pozorovat na obr. 3-4.



Obr. 3-4 – Výpočetní síť modelu měděného spoje s 10 diodami a dírami v dielektrické vrstvě

3.2.2 Fyzikální modely

Byly použity stejné fyzikální modely jako v simulaci plošného spoje s jednou diodou v předchozí kapitole.

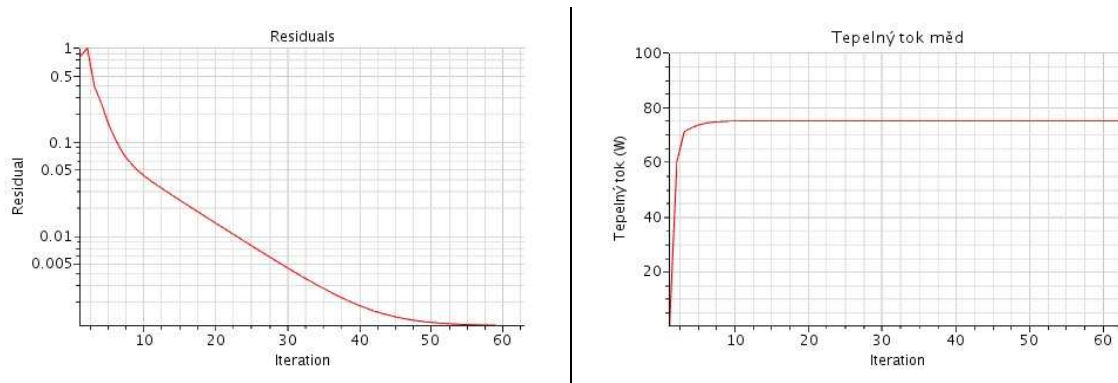
3.2.3 Okrajové podmínky

K získání relevantních výsledků byly předepsány následující okrajové podmínky.

- Každou z deseti diod vstupuje do systému tepelný tok $\dot{q}_{in} = 7,5 \text{ W}$.
- Hliníkové jádro generuje tepelný tok $\dot{q}_{zdroj} = 10,8 \text{ W}$.
- Teplovodivou pastou systém opouští tepelný tok $\dot{q}_{out} = -85,8 \text{ W}$.
- Ostatní stěny jsou adiabatické $\dot{q}_{konvekce} = 0 \text{ W}$.

3.2.4 Výsledky a konvergence řešení

Simulace dobře a rychle konvergovala. Pro kontrolu byl zaveden report dokumentující tepelný tok měřenými ploškami a dírami v dielektrické vrstvě. Oba grafy jsou na obr. 3-5.

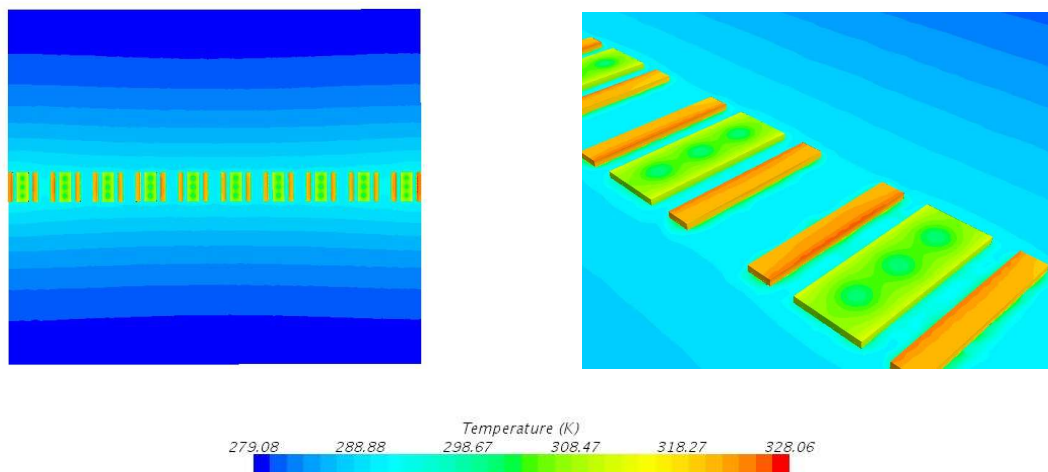


Obr. 3-5 – Graf konvergence residuí a graf tepelného toku měřeným jádrem

Zároveň byl kontrolován tepelný tok opouštějící systém $\dot{q}_{out} = -85,8 \text{ W}$.

Pohled shora a detaily

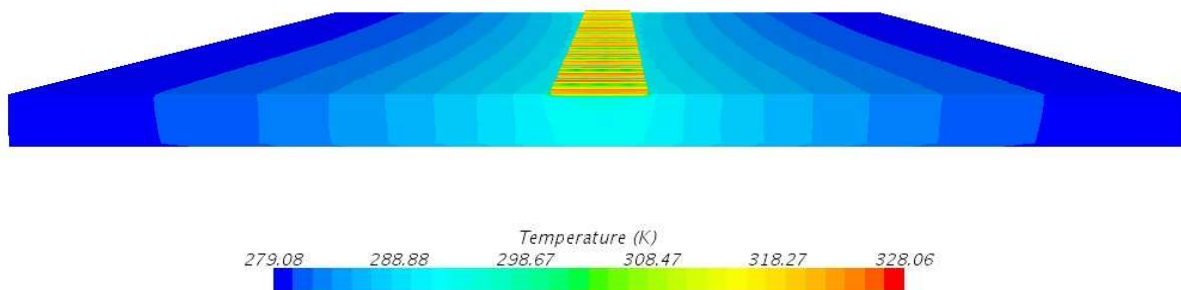
Vodorovné rozložení teplot a detail pájecích plošek uprostřed spoje na obr. 3-6.



Obr. 3-6 – Rozložení teplot měděného plošného spoje s 10 diodami a vývrty v dielektrické vrstvě

Celkový pohled

Vodorovné i svislé rozložení teplot v plošném spoji je patrné z následujícího obrázku.



Obr. 3-7 – Celkové rozložení teplot plošného spoje

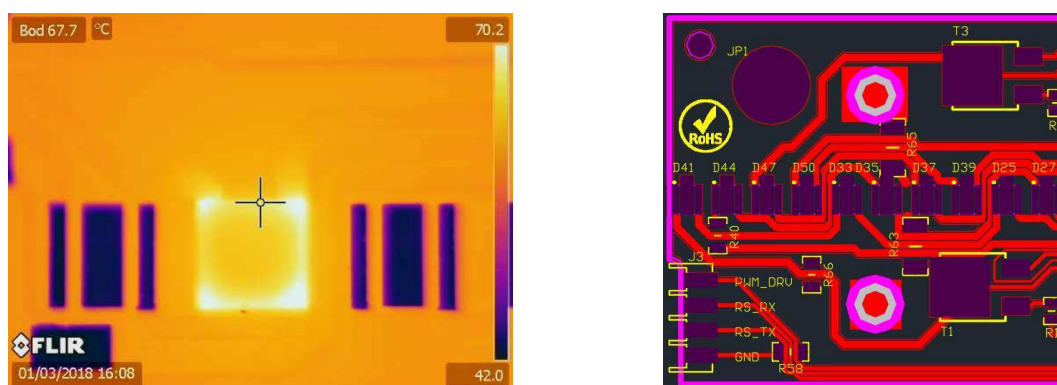
Průměrná teplota spodní a horní strany spoje pak byla v simulaci vyhodnocena příslušným příkazem. Výsledky jsou v následující tabulce.

Tab. 3-5 – Výsledné teploty spodní a horní strany plošného spoje s deseti diodami

Průměrná teplota spodní strany spoje [K]	Průměrná teplota horní strany spoje [K]	Rozdíl teplot
283,3	312,9	29,6

3.2.5 Diskuze

Simulace má jedno omezení – nezachycuje reálné vodorovné rozložení teplot. V modelu jsou sice předepsány stejné tepelné toky, jaké ve spoji reálně vznikají, ale rozmístění komponent a elektrické obvody v reálném spoji způsobí, že bude mít jádro plošného spoje víceméně konstantní teplotu po celé ploše.



Obr. 3-8 – Snímek nechlazeného plošného spoje Lightline 7.0 vytvořený termovizní kamerou a schéma elektrických obvodů v plošném spoji Lightline 7.1

Docílit takové přesnosti v CFD simulaci vyžaduje mnohem preciznější vstupní model a předepsání složitějších okrajových podmínek. Pro výpočet tepelného odporu taková komplexní simulace ale není důležitá, protože k němu je potřeba svislé rozložení teploty (tedy rozdíl teplot mezi spodní a horní stranou spoje). A ten simulace kvůli daným tepelným tokům a tepelným vodivostem jednotlivých vrstev počítá správně.

3.3 Tepelný odpor

Se zvyšujícím se počtem diod klesá jejich celkový tepelný odpor podle vzorce 3-5 vycházejícího z rovnice 2-4:

$$R = \frac{R_1 + R_2 + R_n}{n} \quad 3-5$$

Tedy v případě 10 diod zapojených do řady za sebou jako na obr. 3-6 a obr. 3-7 klesne jejich tepelný odpor desetinásobně. S každou diodou se ale zvyšuje tepelný tok proudící do systému a v případě 10 diod za sebou platí: (rovnice 2-1 a 3-5)

$$10 \cdot \dot{q} = \frac{\Delta T}{\frac{R}{10}} \quad 3-6$$

Z rovnic pro 1D vedení tepla vyplývá, že přidáváním diod se zvyšuje tepelný tok proudící do systému a snižuje jeho tepelný odpor, rozdíl teplot ΔT mezi horní a spodní stranou však zůstává stejný.

V simulaci se ovšem počítá s vedením tepla ve všech směrech. Šířením tepelného toku nejen ve svislém směru do chladicího kanálu, ale i vodorovném do okolí jednotlivých diod, dochází ke snižování tepelného odporu vlivem zvětšování „aktivní plochy materiálu“ (viz kapitola 2).

$$R_{celkový,pl} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{29,6}{75^4} = 0,395 \frac{K}{W} \quad 3-7$$

Pro tepelný odpor pro jednu diodu po zaokrouhlení pak platí:

$$R = R_{celkový,pl} \cdot n_D = 0,35 \cdot 10 = 4,0 \frac{K}{W} \quad 3-8$$

Je důležité objasnit tepelný tok dosažený v rovnici 3-4. Pro porovnání jednotlivých tepelných odporů diody, spoje a profilu s kanálem je důležité, aby výpočty těchto odporů byly vztahovány na stejný tepelný tok. Bylo rozhodnuto, že všechny tři odpory budou počítány pro tepelný tok jedné diody. Neznačená to tedy, že se ztrátový výkon spoje v rovnici 3-4 zanedbává. Ten je obsažen v rozdílu teplot ΔT , ke kterému v CFD simulaci částečně přispěl.

Porovnání s výpočtem tepelného odporu pro jednu diodu je v následující tabulce.

Tab. 3-6 – Srovnání výsledků tepelného odporu pro různý počet diod

Počet diod	1	10
Odpor [K/W]	4,3	4,0

Odpor se podle očekávání vlivem 2D vedení tepla do stran spoje a prostoru mezi diodami o něco snížil.

Dá se předpokládat, že vzorek je dostatečně reprezentativní pro zjištění vlivu 2D vedení tepla na problematiku a že je možné výsledný tepelný odpor vztáhnout na celý plošný spoj.

⁴ Tepelný tok diod (10·7,5 W).

4 HLINÍKOVÝ PROFIL S CHLADICÍM KANÁLEM

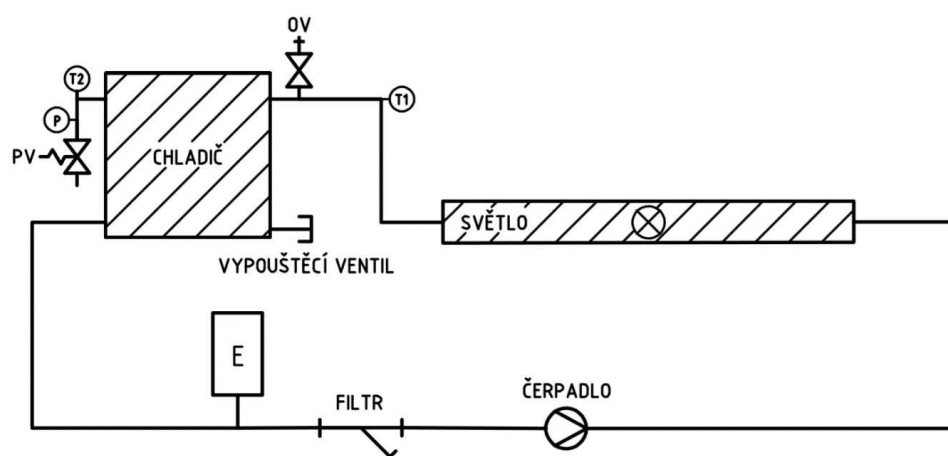
Firma CAMEA spol. s r. o. má s liniovými zdroji světla bohaté zkušenosti a návrh chladicího systému vznikl na základě poznatků z předešlých aplikací.

Cílem této kapitoly je prověřit, zda takový návrh chlazení obстоjí i v systému s diodami o vysokém výkonu, stanovit charakteristické veličiny a na základě vstupních parametrů chladicího systému stanovit tepelné odpory chladicího kanálu a hliníkového profilu.

V inženýrské praxi existují tři způsoby jak charakteristické veličiny zjistit – výpočet, CFD simulace nebo experiment. Protože vyvíjené světlo stále není připraveno pro reálné testování, bude si tato kapitola muset vystačit s analytickými výpočty, které jsou podpořeny CFD simulacemi.

4.1 Chladicí systém navrhovaný firmou CAMEA spol. s r. o.

Firmou CAMEA spol. s r. o. plánovaný chladicí systém vycházející z minulých aplikací se skládá z čerpadla, filtru, expanzní nádoby, pojistného a vypouštěcího ventilu a vzduchového chladiče. Schéma chladicího systému je na obr. 4-1.



Obr. 4-1 – Schéma plánovaného systému chlazení od firmy CAMEA spol. s r. o.

Právě vzduchový chladič je článek řetězu, který je třeba prověřit. Není totiž jasné, zda teplota chladicí kapaliny, na kterou je vzduchový chladič kapalinu schopný při extrémní teplotě na hale v létě vychladit, nebude příliš vysoká. To by způsobilo, že teplota spodní strany diody přesáhne požadovaných 120 °C a vzduchový chladič by tak byl pro chlazení systému nevyhovující.



Obr. 4-2 – Vzduchový chladič HCA-C47.40- 4D od firmy Hennlich energy

4.2 Přenos tepla při nucené konvekci v chladicím kanále

Před samotným výpočtem je nutné znát vstupní parametry, vlastnosti kapaliny a hydrodynamické vlastnosti kanálu.

4.2.1 Vstupní parametry a vlastnosti chladicí kapaliny

Vstupní parametry chladicí kapaliny vychází z výkonů chladiče a čerpadla v chladicím systému. Požadavek firmy CAMEA spol. s r. o. byl prověřit systém při nejméně příznivém stavu – tedy v letní období, kdy bude vzduchový chladič dodávat kapalinu o nejvyšší teplotě.

Tab. 4-1 – *Vstupní parametry kapaliny vycházející z návrhu chladicího systému*

Teplota kapaliny na vstupu	T_{in}	323 ⁵	[K]
Průtok kapaliny	\dot{m}	0,35 ⁶	[kg/s]

Parametry chladicího kanálu jsou dány geometrií a počtem diod v systému.

Tab. 4-2 – *Parametry chladicího kanálu*

Průměr kanálu	D	0,018	[m]
Délka kanálu	L	4	[m]
Tepelný tok	\dot{Q}	7 136	[W]

Pro stanovení vlastností kapaliny je nutné znát její střední teplotu v chladicím kanále: [1]

$$T_{str} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} = \frac{323 + 327,88}{2} = 325,44 \text{ K} \quad 4-1$$

T_{out} – teplota kapaliny na výstupu [K] T_{str} – střední teplota kapaliny [K]

Na základě střední teploty kapaliny T_{str} jsou z tabulek získány vlastnosti kapaliny.

Tab. 4-3 – *Vlastnosti vody při 325 K [1]*

Hustota	ρ	990,05	[kg/m ³]
Prandtlovo číslo	Pr	3,68	[-]
Kinematická viskozita	η	0,568·10 ⁻⁶	[m ² /s]
Měrná tepelná kapacita	c_p	4181,35	[J/kg·K]
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,64	[W/m·K]

⁵ Teplota kapaliny, které je vzduchový chladič schopný dosáhnout při teplotě vzduchu na hale 40 °C.

⁶ Průtok daný čerpadlem ES260.

4.2.2 Hydrodynamika kanálu

Typ proudění a Reynoldsovo číslo

Z hlediska výpočtu přenosu tepla mezi profilem a chladicím kanálem je důležité, zda proudění tekutiny v něm je turbulentní nebo laminární.

Typ proudění se určuje na základě hodnoty Reynoldsova čísla podle vztahu 4-2: [1]

$$Re = \frac{\bar{v} \cdot D}{\eta} = \frac{1,376 \cdot 0,018}{0,568 \cdot 10^{-6}} = 43\,605 \quad 4-2$$

\bar{v} – střední rychlost v potrubí [m/s]

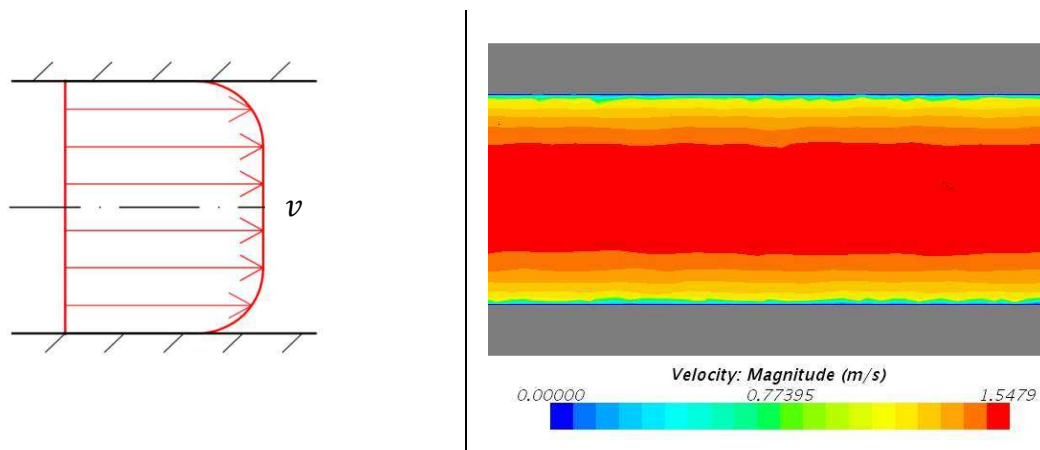
D – průměr potrubí [m]

η – kinematická viskozita [m²/s]

Laminární a turbulentní proudění rozděluje tzv. kritická hodnota Reynoldsova čísla.

$$Re_{kr} = 2300 \quad 4-3$$

Protože vypočítané Reynoldsovo číslo je větší než jeho kritická hodnota, jedná se o proudění turbulentní.



Obr. 4-3 – Rychlostní profil plně vyvinutého turbulentního proudění v kanále – teoretický [1] a v CFD simulaci

Vstupní úsek

Vstupní úsek je část kanálu, kde turbulentní proudění ještě není plně vyvinuté a rychlostní a teplotní profil není ustálený. Pro přenos tepla zde platí jiná pravidla a pro další výpočty je nutné znát délku vstupního úseku.

Pro délku rychlostního i tepelného vstupního úseku turbulentního proudění platí: [1]

$$x_T = 10 \cdot D = 10 \cdot 0,018 = 0,18 \text{ m} \quad 4-4$$

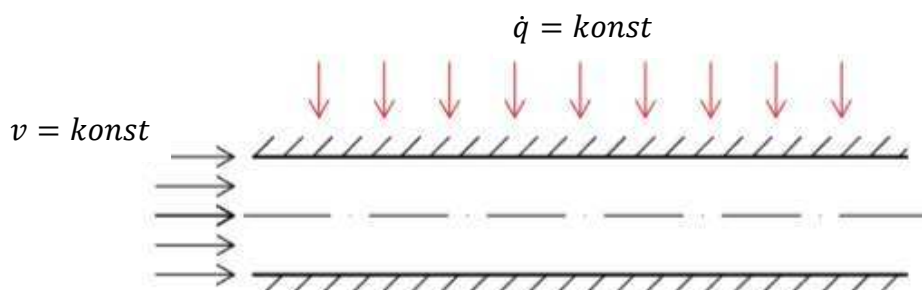
x_T – délka vstupního úseku [m]

D – průměr potrubí [m]

Vstupní úsek je důležité uvažovat v aplikacích, kde tvoří velkou část z celkové délky kanálu nebo k plně vyvinutému turbulentnímu proudění vůbec nedojde. V tomto případě při délce kanálu 4 m vstupní úsek představuje pouze 4,5 % kanálu, proto bude vliv vstupního úseku zanedbán a další výpočty budou předpokládat plně vyvinuté proudění v celé délce chladicího kanálu.

4.2.3 Výpočet

Liniový zdroj světla a jeho chlazení kanálem protékaném kapalinou se z hlediska přenosu tepla dá popsat jako případ vnitřní konvekce v potrubí s konstantním tepelným tokem. Schéma je na obr. 4-4.



Obr. 4-4 – Schéma chladičského kanálu s konstantním tepelným tokem [1]

Protože tekutina proudí v uzavřeném prostoru, je možné aplikovat rovnici energetické bilance a získat první představu o průběhu teploty chladičské kapaliny.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \\ T_{out} - T_{in} &= \frac{7\,136}{4181,35 \cdot 0,35} = 4,88 \text{ K} \end{aligned} \quad 4-5$$

\dot{Q} – tepelný výkon [W] \dot{m} – hmotnostní tok [kg/s] c_p – měrná tepelná kapacita [J/(kg·K)]

Je patrné, že při současných parametrech odebere chladičská kapalina soustavě ideálně tepelný tok $\dot{Q} = 7\,136 \text{ W}$ a ohřeje se při tom o $\Delta T = 4,88 \text{ K}$. [1]

4.2.4 Stanovení součinitele přestupu tepla α

Hodnota součinitele přestupu α ve vstupním úseku klesá tak, jak se vyvíjí mezní vrstva. Jakmile se mezní vrstvy na konci vstupního úseku vnoří do sebe, jeho hodnota se ustálí, a při zachování vstupních podmínek, se dále nemění.

Tato ustálená hodnota součinitele přestupu α se dá získat na základě známých vztahů pro stanovení hodnoty Nusseltova čísla při turbulentním plně vyvinutém proudění.

Výpočet Nusseltova čísla je dán následující rovnicí: [1]

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{n_{nu}} = 0,023 \cdot 43\,605^{0,8} \cdot 3,68^{0,4} = 199 \quad 4-6$$

Nu – Nusseltovo číslo [-] Re – Reynoldsovo číslo [-] Pr – Prandtlovo číslo [-] $n_{nu} = 0,4$

Ze známé hodnoty Nusseltova čísla lze stanovit hodnotu součinitele přestupu tepla α podle následujícího vztahu:

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \\ \alpha &= \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{199 \cdot 0,64}{0,018} = 7\,075 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad 4-7$$

4.2.5 Průběh teploty v podélném směru kanálu (ve směru proudění)

V případě konstantního tepelného toku \dot{q} a v předchozí podkapitole stanoveného konstantního součinitele přestupu tepla α musí být podle následující rovnice i rozdíl teplot mezi střední objemovou teplotou kapaliny T_k a teplotou stěny T_s také konstantní.

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_k - T_s) \quad 4-8$$

To znamená, že obě teploty T_k a T_s , v případě ohřevu kapaliny, porostou stejně rychle a jejich rozdíl bude konstantní. V takovém případě lze stanovit hodnotu teplotní difference ΔT_{dif} . [1]

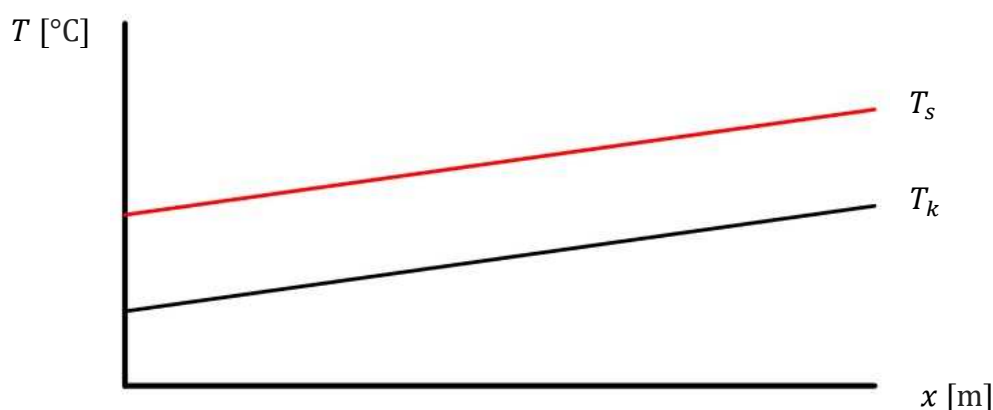
Hodnota teplotní difference ΔT_{dif}

Pro vypočítání rozdílu teplot z předchozí rovnice 4-8 je nutné stanovit měrný tepelný tok \dot{q} :

$$\begin{aligned} \dot{q} &= \frac{\dot{Q}}{S} = \frac{7\,136}{4 \cdot \pi \cdot 0,018} = 31\,564 \text{ W/m}^2 \\ \Delta T_{dif} &= \frac{\dot{q}}{\alpha} = \frac{31\,564}{7\,075} = 4,46 \text{ K} \end{aligned} \quad 4-9$$

S – plocha kanálu [m^2]

Grafické znázornění konstantního růstu teplot kapaliny a kanálu vyplývajícího z předchozích rovnic je na obr. 4-5.



Obr. 4-5 – Průběh teplot kapaliny T_k a stěny T_s chladicího kanálu při plně vyvinutém turbulentním proudění a konstantním tepelném toku [1]

Teploty na konci chladicího kanálu

Pro teplotu kapaliny na výstupu z chladicího kanálu platí: [1]

$$T_{out} = T_{in} + \frac{\dot{q} \cdot D \cdot \pi \cdot L}{\dot{m} \cdot c_p} = 323 + \frac{31\,564 \cdot 0,018 \cdot \pi \cdot 4}{0,35 \cdot 4\,181,35} = 327,88 \text{ K} \quad 4-10$$

D – průměr kanálu [m] L – délka kanálu [m] \dot{m} – hmotnostní tok kapaliny [kg/s]

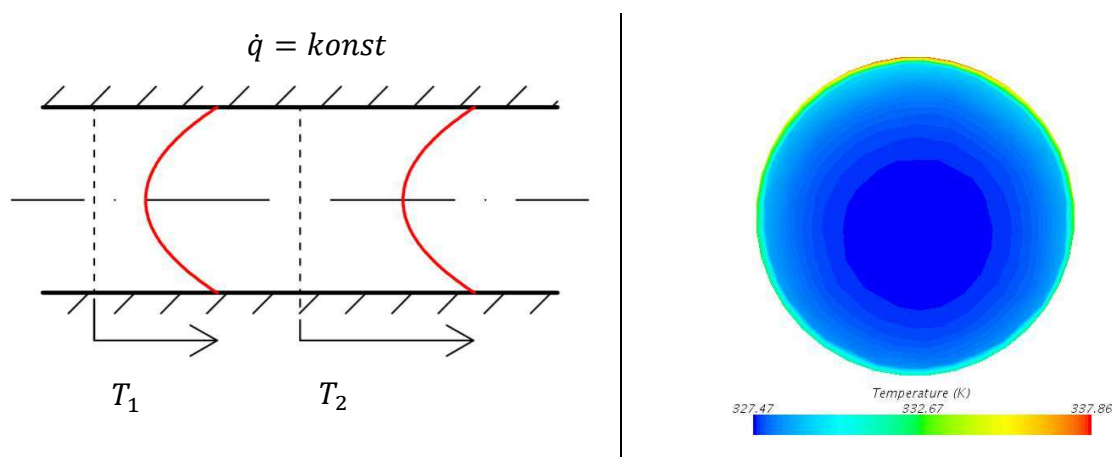
Teplota stěny kanálu je dána teplotou kapaliny a teplotní diferencí ΔT_{dif} :

$$T_s = T_{out} + \Delta T_{dif} = 327,88 + 4,46 = 332,34 \text{ K} \quad 4-11$$

4.2.6 Průběh teploty v příčném směru kanálu

Při konstantním tepelném toku do chladicího kanálu vznikne na konci vstupního úseku příčný teplotní profil, jehož tvar se dále nebude měnit, ale pouze posouvat do vyšších teplotních hladin. [1]

Teoretický tvar teplotního profilu s náznakem posunu profilu do vyšší teplotní hladiny je spolu s vypočítaným profilem v CFD simulaci na obr. 4-6.



Obr. 4-6 – Příčný teplotní profil turbulentního proudění v kanále při konstantním tepelném toku – teoretický [1] a v CFD simulaci

Je patrné, že vypočítaný příčný teplotní profil i přes drobné odchylky dané nerovnoměrným rozložením zdroje tepla odpovídá svému teoretickému základu, tedy zvýšené teplotě u stěny kanálu postupně klesající do jádra proudu.

4.2.7 Vyhodnocení analytického výpočtu

Aplikací základních vzorců úlohy vnitřní konvekce v potrubí s konstantním tepelným tokem byly získány základní údaje a představy o chování kapaliny v chladicím kanále. Přestože by se dal chladicí systém na základě těchto výpočtů bez problémů navrhnout, cílem kapitoly je také získat představu o celkovém rozložení teplot v hliníkovém profilu s chladicím kanálem a stanovit tepelné odpory.

V takovém případě analytický výpočet nestačí a je nutné si pomoci CFD simulacemi.

4.3 CFD simulace

Druhým způsobem, jak zjistit charakteristické veličiny soustavy, je celý problém simulovat v programu STAR-CCM+.

Pro získání co nejpřesnějších výsledků bylo rozhodnuto o simulování celého liniového zdroje světla o délce 4 m s cílem zjistit rozložení teplot v chladicím kanále a hliníkovém profilu a odhadem stanovit jejich tepelný odpor.

Hlavní částí geometrie tedy budou hliníkový profil s chladicím kanálem, plošný spoj byl probrán v kapitole 2 a 3 a je vytvořen pouze pro předepsání okrajových podmínek.

4.3.1 Geometrie a výpočetní síť

Na základě půdorysu hliníkového profilu s chladicím kanálem byl v programu Autodesk Inventor vytvořen 3D model skládající se ze čtyř částí – hliníkového profilu, chladicího kanálu a plošného spoje se středovým panelem.

Tab. 4-4 – Parametry modelu chladicího kanálu s hliníkovým profilem pro CFD simulaci

Délka kanálu [mm]	4 000
Počet plošných spojů	16
Počet diod	832

Výpočetní síť s rozměry jednotlivých buněk a celkovým počtem je v následující tabulce.

Tab. 4-5 – Vlastnosti výpočetních sítí

Část	Modely	Základní velikost buňky [mm]	Počet buněk
Profil	Polyhedral mesher Surface remesher Extruder	5	1 513 032
Kanál		2	287 007
Plošný spoj		5	301 166
PS LED		5	35 052

Zjemnění výpočetní sítě kvádrem na obr. 4-7 v okolí kanálu na 40 % velikosti základní buňky.



Obr. 4-7 – Detaily výpočetní sítě s naznačeným kvádrem použitým pro zjemnění sítě

4.3.2 Fyzikální modely

Pro simulaci přenosu tepla mezi hliníkovým profilem a chladicím kanálem je nutné vytvořit dva fyzikální modely – jeden pro hliníkový profil a plošný spoj, druhý pro proudící chladicí kapalinu.

Tab. 4-6 – *Nejdůležitější parametry jednotlivých modelů pro CFD simulaci*

Chladicí kapalina	Hliníkový profil
<ul style="list-style-type: none">- Segregated flow- Segregated fluid temperature- Constant density- All y+ wall treatment- K-omega turbulence<ul style="list-style-type: none">- All y+ wall treatment- SST K-omega- Turbulent flow<ul style="list-style-type: none">- Reynolds-Averaged Navier-Stokes- Liquid – H₂O- Steady	<ul style="list-style-type: none">- Segregated flow- Constant density- Solid – aluminium- Steady

4.3.3 Okrajové podmínky

Pro vytvoření požadovaného prostředí byly předepsány následující okrajové podmínky:

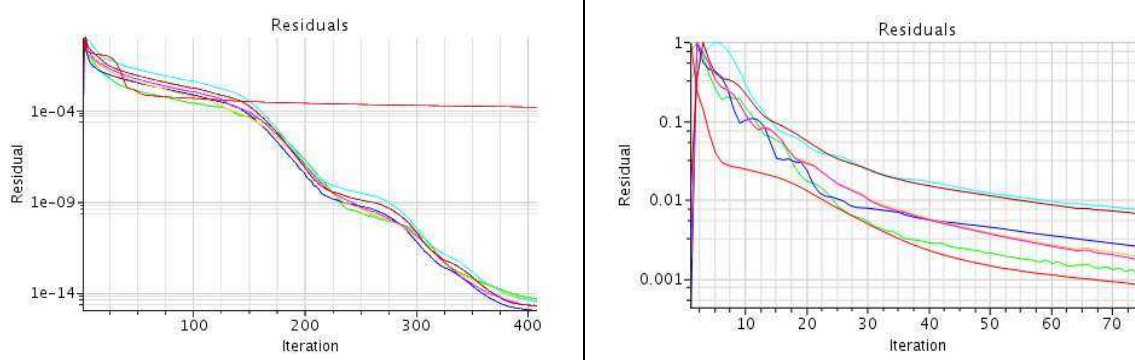
- Konst. tepelný tok středovou plochou profilu nad chladicím kanálem $\dot{q} = 6\,240\text{ W}$.
- Konstantní tepelný tok okrajovými plochami plošného spoje $\dot{q} = 2 \cdot 448\text{ W}$.
- Adiabatické stěny profilu $\dot{q}_{konvekce} = 0\text{ W}$.
- Rychlost kapaliny na vstupu do chladicího kanálu $v = 1,376\text{ m/s}$.
- Teplota profilu a chladicí kapaliny na začátku simulace $T = 323\text{ K}$.

4.3.4 Problém s konvergencí simulace

Přestože simulace přenosu tepla mezi kapalinou a pevnou látkou nepatří k těm nejsložitějším, residua energie v soustavě nekonvergovaly (obr. 4-8 vlevo) a výsledky ukazovaly teplotu kapaliny na výstupu z chladicího kanálu až o 50 % vyšší, než by při daném tepelném toku měla být.

Žádné následující kroky nevedly ke zlepšení.

- Zjemnění výpočetní sítě, zvýšení počtu buněk, změna výpočetních modelů.
- Přidání mezních vrstev na stěnu chladicího kanálu.
- Změna fyzikálních modelů.



Obr. 4-8 – Porovnání konvergence simulačních modelů s různým relaxačním faktorem

Problém spočíval v hodnotě relaxačního faktoru fyzikálního modelu *Segregated energy*. Jeho zvýšení z hodnoty 0,99 na hodnotu 0,99999 vedlo k rychlé konvergenci energie (obr. 4-8 vpravo) a očekávaným výsledkům.

4.3.5 Problém se vstupním úsekem chladicího kanálu

Pro výpočet tepelného odporu je důležité určit teplotu spodní strany plošného spoje na začátku chladicího kanálu. Dá se očekávat, že na vstupu chladicí kapaliny bude teplota profilu nejmenší a bude se zvětšovat přímo úměrně s tím, jak se bude zvyšovat teplota chladicí kapaliny.

Z příčného řezu kanálu na obr. 4-9 vlevo je ale patrná nesrovnalost ve vstupním úseku, kde je teplota profilu na začátku větší a pak se teprve začíná snižovat.

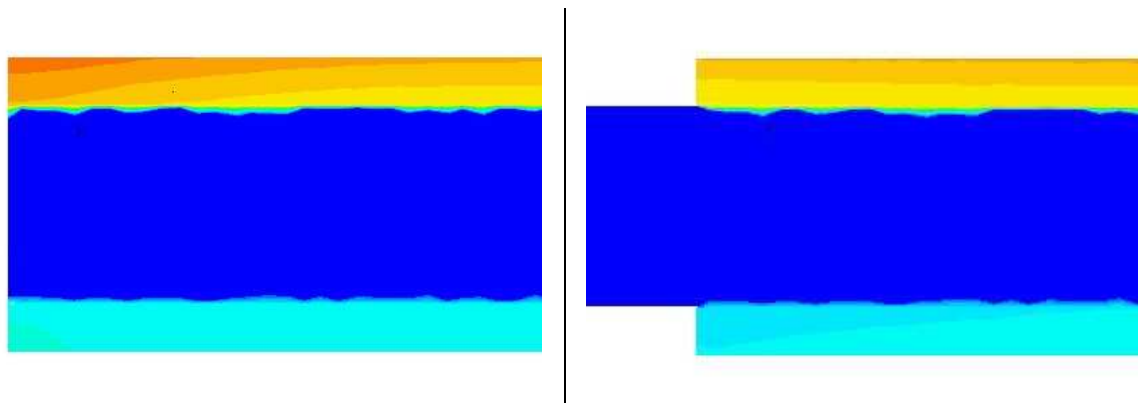
Řešením tohoto problému bylo nechat vyvinout proudění už před vstupem do hliníkového profilu. Výpočetní síť byla vylepšena předepsáním dalších modelů na chladicí kanál.

Tab. 4-7 – Parametry příkazu pro vytažení chladicího kanálu

Extrusion type	Extrusion from	Length [mm]	Number of layers
Constant rate	Inlet	100	15

Definováním takového modelu bylo docíleno vytažení chladicího kanálu před vstupem do hliníkového profilu. Výpočetní síť se zvětšila o 1 770 buněk.

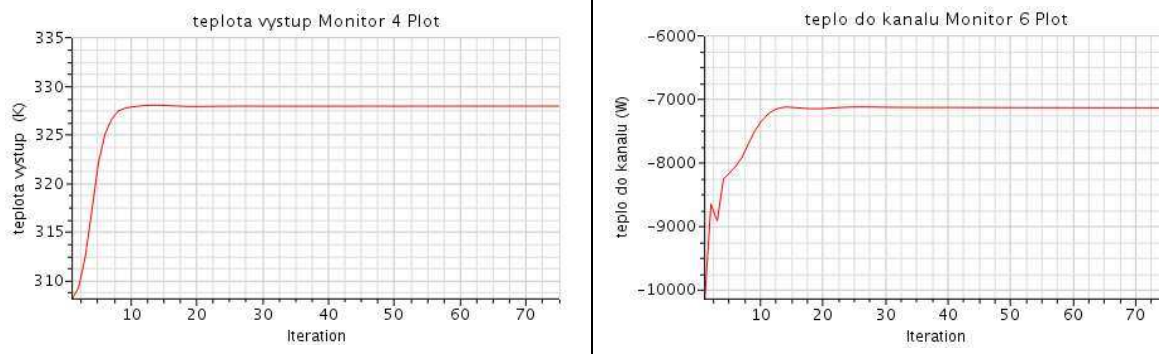
Porovnání rozložení teplot v chladicím kanále bez a se vstupním úsekem je na obr. 4-9.



Obr. 4-9 – Porovnání chladicího kanálu bez a se vstupním úsekem pro vyvinutí proudění

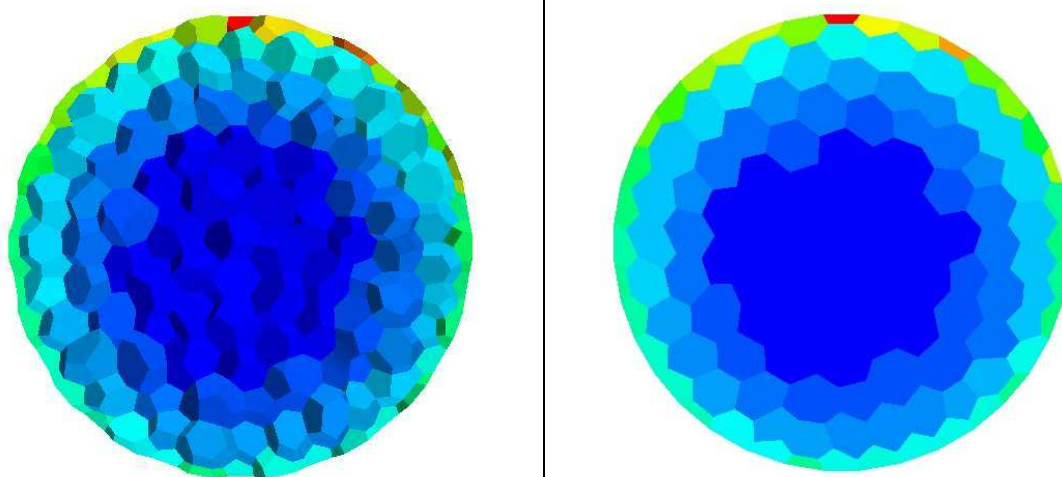
4.3.6 Výsledky a konvergence řešení

Simulace po vyřešení problému s relaxačním faktorem dobře konvergovala, pro ověření byl kontrolován tepelný tok do kapaliny, teplota kapaliny na konci úseku a hmotnostní tok kanálem.



Obr. 4-10 – Graf teploty na konci kanálu a graf tepelného toku vstupujícího do kanálu

Teplota na konci kanálu byla zjišťována jako průměrná teplota poslední vrstvy buněk výpočetní sítě tvořící výstup chladicího kanálu. Specifikováním výstupu z kanálu vrstvou buněk a nikoliv pouze plochou lze dosáhnout přesnějších výsledků.



Obr. 4-11 – Porovnání metod stanovení průměrné teploty na konci chladicího kanálu

Srovnání s analytickým výpočtem v tab. 4-8. Po dosažení skutečného hmotnostního toku měřeného v simulaci do analytického výpočtu se teploty na výstupu liší o $\Delta T = 0,07 \text{ K}$. To může být způsobeno například teplem vznikajícím třením při proudění kapaliny a pro výsledky práce není účelné se takto malým rozdílem dále zabývat.

Tab. 4-8 – Porovnání výsledků mezi analytickým výpočtem a simulací

Typ řešení	Hmotnostní tok [kg/s]	Teplota kapaliny na výstupu [K]	Tepelný tok do kapaliny [W]
Výpočet	0,3500	327,88	7 136
Simulace	0,3449	327,95	7 133

Kvůli simulaci je také možné získat výsledky, které analytickým řešením není možné spočítat. Například průběhy teplot v hliníkovém profilu.

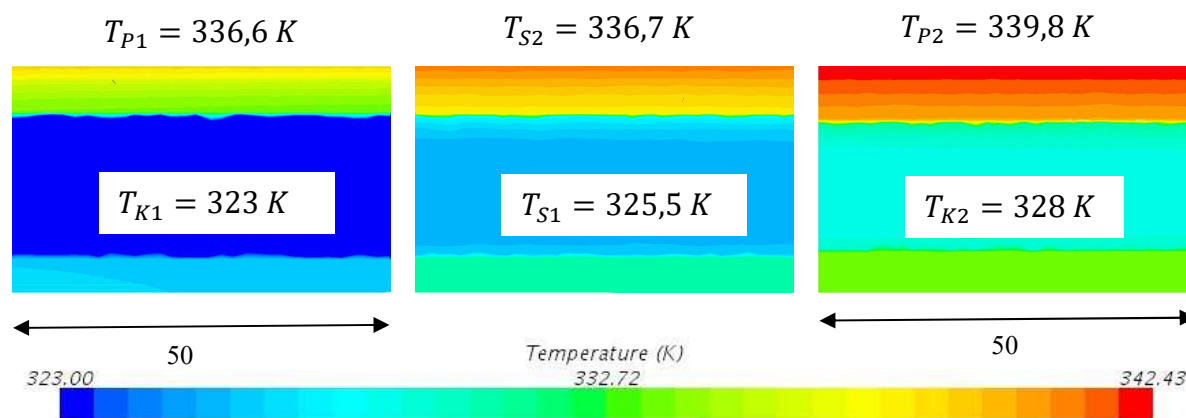
Příkazem stanovující průměrnou hodnotu veličiny na zadané části geometrie se zjistí průměrná teplota přední a zadní strany hliníkového profilu.

Tab. 4-9 – Průměrné teploty na začátku a konci hliníkového profilu

Strana profilu	Průměrná teplota [K]	Rozdíl teplot [K]
Přední	328,8	6,2
Zadní	334,6	

Podélný řez chladicího kanálu

Podélné rozložení teplot v chladicím kanále a hliníkovém profilu s plošným spojem je na obr. 4-12 znázorněno ve třech řezech vedených osou chladicího kanálu. První řez prochází začátkem kanálu, druhý prostředkem a třetí koncem. Každý řez je 5 cm dlouhý. Dále jsou uvedeny průměrné teploty chladicí kapaliny v místě řezu a průměrné teploty spodní strany plošného spoje v ose kanálu (důležité pro stanovení tepelných odporů v následujícím textu).

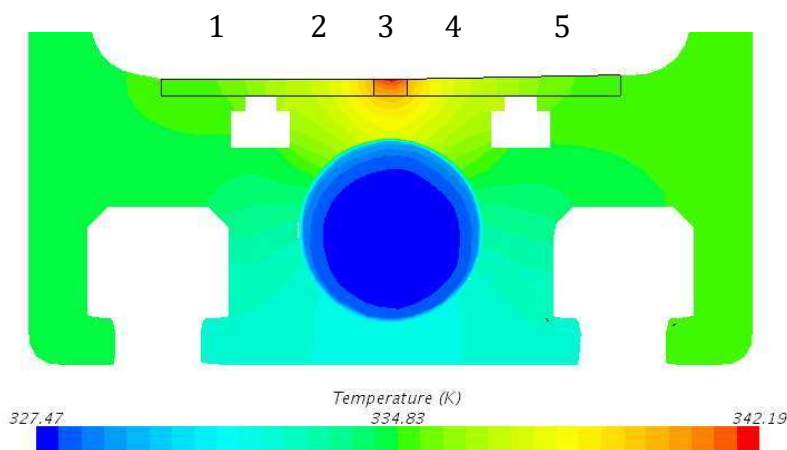


Obr. 4-12 – Podélné rozložení teplot na začátku, uprostřed a konci chladicího kanálu

Z obrázku obr. 4-12 je patrné působení konstantního tepelného toku na kanál – rozdíl mezi teplotou kapaliny a teplotou hliníkového profilu v různých místech kanálu je pořád téměř totožný (stejně jako u analytického výpočtu na obr. 4-5).

Příčný řez hliníkového profilu s chladicím kanálem

Příčné rozložení teplot na obr. 4-13. Nejvíce tepelně ovlivněná oblast je ve středu profilu, kde dochází k výměně tepla mezi zdrojem a chladicím kanálem. Teplota zbytku profilu se příliš nemění.



Obr. 4-13 – Příčné rozložení teplot na výstupu z chladicího kanálu⁷

4.3.7 Vyhodnocení CFD simulace hliníkového profilu s chladicím kanálem

Přestože jsou výsledky ze simulace v porovnání s analytickým řešením velmi přesné, je nutné nezapomínat na hlavní rozdíl oproti aplikaci v reálném prostředí.

Dokonale izolovaný profil

V reálných podmínkách bude docházet k přenosu tepla přirozenou konvekcí mezi hliníkovým profilem a okolním prostředím. Směr tepelného toku bude záviset na teplotě okolí. Pokud bude vstupní teplota kapaliny 323 K (50 °C), bude docházet k chlazení profilu přirozenou konvekcí (neboť maximální teplota na hale je v létě 40 °C). Neuvažováním této tepelné výměny se výpočet pohybuje na straně bezpečné.

Jiný případ by nastal, pokud by vstupní teplota kapaliny byla například 303 K (30 °C). V takovém případě by chladicí kanál ochlazoval i okolí a s přirozenou konvekcí by bylo nutné počítat.

Simulování modelu v reálných podmínkách na hale při letním provozu lze dosáhnout předepsáním vnějších podmínek prostředí na stěny hliníkového profilu, především teplotu okolí a součinitele přestupu tepla.

Tab. 4-10 – Předepsané vlastnosti stěn hliníkového profilu

Tepelná specifikace	Teplota okolí	Součinitel přestupu tepla
Vnější prostředí	313 K	$9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Výsledky pro oba případy jsou v tab. 4-11.

Tepelný tok přirozenou konvekcí je v případě vstupní teploty vody 303 K a teplotě okolí 313 K malý, protože teplota kapaliny se prouděním v kanále ohřívá a přibližuje teplotě okolí.

⁷ Číselné popisky jsou důležité pro text na další stránce (viz tab. 4-12).

V druhém případě se naopak teplota kapaliny teplotě okolí čím dál víc vzdaluje a zvětšuje se teplotní difference, čímž dochází k růstu příznivého vlivu přirozené konvekce na chladicí systém.

Tab. 4-11 – Hodnota a směr tepelného toku přirozenou konvekci pro různé vstupní teploty kapaliny

Vstupní teplota kapaliny [K]	Tepelný tok do kanálu [W]	Přirozená konvekce [W] ⁸
323	6790	- 346
303	7150	+ 14

Jak už bylo řečeno, v případě kapaliny se vstupní teplotou vyšší než maximální teplota okolí se zanedbáním přirozené konvekce pohybuje výpočet na straně bezpečné a je tak na jejím základě možné provést odhad tepelného odporu hliníkového profilu s chladicím kanálem.

4.4 Celkový tepelný odpor hliníkového profilu s chladicím kanálem

Stanovit celkový tepelný odpor mezi hliníkovým profilem a chladicím kanálem je možné kvůli své složitosti pouze odhadem na základě CFD simulace.

K přenosu tepla dochází mezi plošným spojem a chladicím kanálem. Použitím funkce pro integraci plochy specifikované na spodní straně plošného spoje se zjistí, jak velké tepelné toky proudí jednotlivými plochami do hliníkového profilu.

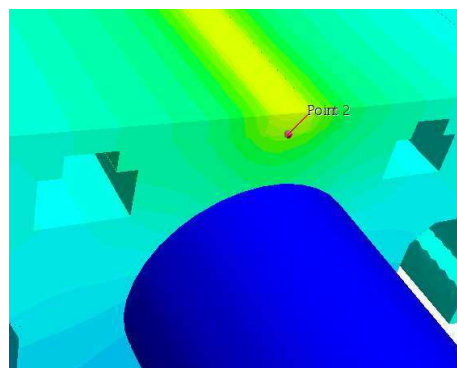
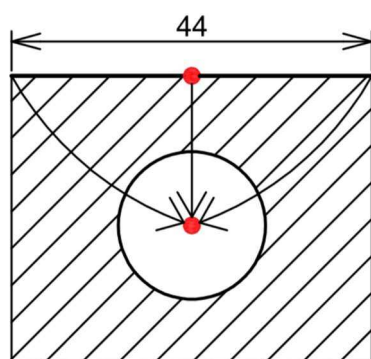
V následující tabulce jsou dílčí a celkové výsledky.

Tab. 4-12 – Tepelné toky do hliníkového profilu ze spodní strany plošného spoje (viz obr. 4-13)

1	2	3	4	5
534 W	1 513 W	2 914 W	1 490 W	546 W

Celkem: **6 997 W** (98%)

Lze tedy říci, že k přenosu tepla dochází mezi spodní stranou plošného spoje a chladicí kapalinou a zjednodušit tím úlohu podle schématu na obr. 4-14 vlevo.



Obr. 4-14 – Schéma přenosu tepla mezi spodní stranou plošného spoje a chladicím kanálem (vlevo) a detail definování měřícího bodu na spodní straně plošného spoje

⁸ V závislosti na teplotě vstupní kapaliny se celkový tepelný výkon, který je třeba uchladiť, vlivem přirozené konvekce mezi profilem a vnějším prostředím zvyšuje (+) nebo snižuje (-).

4.4.1 Teplota chladicí kapaliny a spodní strany plošného spoje

K odhadu tepelného odporu mezi spodní stranou plošného spoje a chladicí kapalinou je nutné znát teploty na obou koncích tepelné výměny. K největšímu tepelnému toku dochází kolem příčné osy chladicího kanálu a tam také bude pomocí simulace měřena teplota na spodní straně plošného spoje. Měřením nejvyšších teplot (tedy uprostřed plošného spoje) se stanovení tepelného odporu pohybuje na straně bezpečné. Teplota kapaliny je uvažována jako střední teplota v daném průřezu.

Jelikož se jedná o úlohu s konstantním tepelným tokem do kanálu, dá se očekávat, že rozdíl teplot mezi plošným spojem a kapalinou bude pořád stejný a v důsledku toho i tepelný odpor. Nezáleží tedy, v kterém bodě soustavy dojde ke změření teploty spoje a kapaliny, budou-li tyto teploty ležet na stejné ose.

Změření teploty bylo provedeno funkcí pro získání hodnoty v definovaném bodu geometrie (obr. 4-14).

Pro kontrolu předchozí úvahy byly měřeny tři body – na začátku, uprostřed a na konci profilu s chladicím kanálem. Výsledky v tab. 4-13 a graficky na obr. 4-12.

Tab. 4-13 – *Teploty spoje a kapaliny na začátku, uprostřed a na konci soustavy*

	Teplota na vstupu [K]		Teplota uprostřed [K]		Teplota na výstupu [K]	
Profil	T_{P1}	333,8	T_{S2}	336,7	T_{P2}	339,7
Kapalina	T_{K1}	323,0	T_{S1}	325,5	T_{K2}	327,9
Rozdíl	ΔT_1	10,8	ΔT_2	11,2	ΔT_3	11,8

Průměrná ΔT : **11,3 K**

Je patrné, že rozdíl teplot se s přibývajícím délkou kanálu mírně zvyšuje. Pro větší přesnost byla ze všech hodnot stanovena průměrná hodnota ΔT .

Nyní je možné vrátit se ke známé rovnici z předchozích kapitol a určit tepelný odpor hliníkového profilu s chladicím kanálem a jedním plošným spojem:

$$R_{celkový,p} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{11,3}{6\,240^9} = 0,0018 \text{ K/W} \quad 4-12$$

Pro tepelný odpor jedné diody stačí vynásobit tepelný odpor plošného spoje počtem diod:

$$R = R_{celkový,p} \cdot n_D = 0,0018 \cdot 832 = 1,5 \text{ K/W} \quad 4-13$$

Stejně jako u plošného spoje, je i celkový tepelný odpor profilu s kanálem vztažen pro možnost dalšího srovnání na tepelný tok jedné diody. Ztrátový výkon zdroje není při výpočtu tepelného odporu zanedbán, v simulaci s ním bylo počítáno a přispěl svým dílem k rozdílu teplot ΔT .

⁹ Tepelný tok diod (832·7,5 W).

4.5 Výsledky a splnění požadavků firmy CAMEA spol. s r. o.

Stanovením tepelného odporu hliníkového spoje byla zjištěna poslední informace potřebná k určení všech důležitých teplot v celém systému a jeho celkového tepelného odporu.

4.5.1 Maximální tepelný odpor

Požadavek na maximální tepelný odpor byl 10 K/W. Celkový tepelný odpor systému je dán:

$$R_{celkem} = R_{dioda} + R_{spoj} + R_{profil} = 2,2 + 4,0 + 1,5 = 7,7 \text{ K/W} \quad 4-14$$

Tedy požadavek byl naplněn s 23% rezervou, což je patrné z následujícího schématu.



Obr. 4-15 – Grafické znázornění skutečného a maximálního možného tepelného odporu

4.5.2 Maximální teplota diody

Požadavek na maximální teplotu diody byl 120 °C. Kvůli znalostem jednotlivých tepelných odporů je možné stanovit teploty v celém systému. Teploty byly počítány na třech nejvíce vypovídajících místech – na začátku, ve středu a na konci liniového zdroje světla.

Výsledky jsou v následujících tabulkách.

Tab. 4-14 – Výsledné a dílčí teploty – kapalina – profil

KAPALINA – PROFIL			
Celkový odpor	$R = 1,5 \text{ K/W}$	Celkový rozdíl teplot	$\Delta T = 11,3 \text{ K}$
Teplota [°C]	Začátek	Střed	Konec
Kapalina	50,0	52,5	55,0
Stěna kanálu	54,5	57,0	59,5
Spodní strana spoje	60,6	63,7	66,8

Tab. 4-15 – Výsledné a dílčí teploty – plošný spoj

PLOŠNÝ SPOJ			
Celkový odpor	$R = 4,0 \text{ K/W}$	Celkový rozdíl teplot	$\Delta T = 29,6 \text{ K}$
Teplota [°C]	Začátek	Střed	Konec
Spodní strana spoje	60,6	63,7	66,8
Horní strana spoje	90,2	93,3	96,4

Tab. 4-16 – *Výsledné a dílčí teploty – plošný spoj*

DIODA			
Celkový odpor	$R = 2,2 \text{ K/W}$	Celkový rozdíl teplot	$\Delta T = 16,5 \text{ K}$
Teplota [°C]	Začátek	Střed	Konec
Spodní strana diody	90,2	93,3	96,4
Horní strana diody	106,7	109,8	112,9

4.5.3 Vyhodnocení

Z předchozích podkapitol je patrné, že oba požadavky firmy CAMEA spol. s r. o. byly splněny.

Nejvyšší teplota systému dosahuje hodnoty 113 °C u poslední diody na výstupu ze systému. Celkový rozdíl teplot mezi kapalinou a diodou je 57,4 °C. Bez dalších úprav konstrukce systému je tento rozdíl teplot daný. Při požadavku na snížení provozní teploty diod by bylo nutné použít chladič systém s nižší vstupní teplotou chladič kapaliny.

Účinnější chladič systém by byl také jedním z řešení pro liniový zdroj světla s ještě výkonnějšími diodami.

Právě návrhem takového systému chlazení se zabývá následující kapitola.

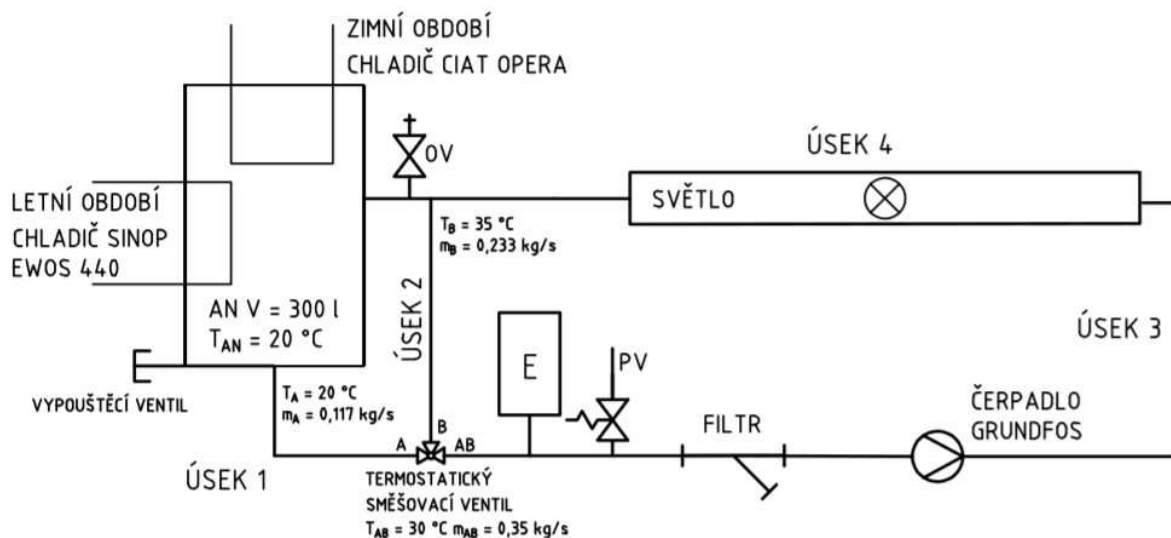
5 NÁVRH NOVÉHO CHLADICÍHO SYSTÉMU

Chladicí okruh navržený firmou CAMEA spol. s r. o. je limitovaný vysokou vstupní teplotou v letním provozu. Maximální teploty v systému i přes celkovou optimalizaci a vývoj nového typu plošného spoje dosahují téměř hraniční teploty 120 °C.

Pro bezpečnější provoz nebo pro další zvyšování výkonů diod by bylo výhodné použít systém s nižší vstupní teplotou.

Právě návrhem takového systému se vstupní teplotou chladicí kapaliny $T_{IN} = 30$ °C (nižší teploty už by mohly vést ke kondenzaci na hliníkovém profilu) se zabývá tato kapitola. Úloha je atypická právě vstupní teplotou, která je moc nízká pro systémy vytápění a moc vysoká pro systémy chlazení. Proto byla do systému přidána akumulční nádoba, ve které budou chladiče udržovat teplotu $T_{AN} = 20$ °C. Výsledná teplota chladicí kapaliny na vstupu do hliníkového profilu vznikne smícháním kapaliny z nádrže a zpátečky pomocí termostatického směšovacího ventilu. Pro ušetření provozních nákladů bude systém rozdělen na provoz v zimním a letním období, kde se bude lišit konstrukce chladiče, který vychlazuje kapalinu na požadovanou úroveň. Schéma systému je na obr. 5-1.

Chladicí systém se skládá z akumulční nádoby, expanzní nádoby, pojistného ventilu, oběhového čerpadla, chladičů, termostatického směšovacího ventilu a samotného chladicího kanálu. Veškeré navrhované potrubí mimo hliníkového chladicího kanálu je z nerezové oceli.



Obr. 5-1 – Schéma chladicího systému liniového zdroje světla s letním a zimním provozem

Údaje o nerezovém potrubí a parametry jednotlivých úseků systému jsou v tab. 5-3 a tab. 5-5.

5.1 Hydraulický výpočet

Správně navrhnout dimenze potrubí a prvků chladicího systému je možné jen na základě hydraulického výpočtu soustavy. Je nutné stanovit rychlosti v potrubí, součinitele tření, tlakové ztráty, provozní a maximální absolutní tlaky v soustavě a objem kapaliny v soustavě.

Délky a místní ztráty úseků 1, 2 a 3 byly zvoleny, neboť není známo konkrétní místo použití navrhovaného chladicího systému. Pro skutečné provedení by bylo nutné zjistit přesné údaje.

5.1.1 Akumulační nádoba

Centrální prvek chladicího systému je akumulční nádoba, ve které se pomocí chladičů udržuje teplota chladicí vody 20 °C. Její objem musí být zvolen na základě kompromisu mezi požadavky na co nejmenší velikost systému a rozumným akumulčním účinkem nádoby.

Klasické teplotní spády chladičů jsou mnohem menší, než je požadovaná teplota na vstupu do liniového zdroje světla. Jako nejrozsudnější varianta se po konzultacích s výrobcem jeví použití výkonnějšího chladiče, který při dosažení maximální teploty v nádrži zapne, vychladí nádrž na určitou minimální teplotu a poté se odstaví, dokud nebude v nádrži opět dosažena spínací teplota. Velikost nádrže a teplotního intervalu je nutné zvolit tak, aby bylo chladicí zařízení zapínáno a vypínáno v rozumných intervalech a aby byla respektována jeho doba náběhu.

Tepelný výkon Q_{in} přijatý nádrží při vypnutém chladiči je roven ztrátovému teplu z liniového zdroje světla stanovenému v minulých kapitolách na hodnotu 7 136 W. Tento výkon je možné ověřit rovnicí pro energetickou bilanci vstupující a vystupující kapaliny z nádrže:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{vstup} - T_{výstup}) = 0,115 \cdot 4\,180 \cdot (34,88 - 20) = 7\,150 \text{ W}^{10} \quad 5-1$$

\dot{m} – hmotnostní tok chladicí kapaliny procházející nádrží

Při stanovení maximální změny teploty kapaliny v nádrži $\Delta T^{11} = 4 \text{ °C}$ je možné spočítat dobu t , za kterou se při vypnutém chladiči kapalina v nádrži při daném tepelném přírůstku o tuto změnu ohřeje. Výpočet je proveden pro zvolený objem akumulční nádrže $V_{AN} = 300 \text{ l}$:

$$t = \frac{V_{AN} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{\dot{Q}} = \frac{0,3 \cdot 995 \cdot 4\,180 \cdot 4}{7\,136} = 699 \text{ s} = 11,7 \text{ min} \quad 5-2$$

Doba chlazení nádrže zpět na počáteční teplotu je daná výkonem chladičů (popsaných v následující podkapitole zimní a letní provoz chladicího systému), čas chlazení akumulční nádoby se získá z předešlé rovnice dosazením za Q_{in} rozdílu přijatého a odevzdaného výkonu.

Tab. 5-1 – Doba chlazení akumulční nádoby jednotlivými chladiči

Typ chladiče	Výkon [kW]	Doba chlazení nádoby [min]
Vodní chladič Sinop Ewos	12,3	16,1
Suchý chladič Ciat Opera	15	10,5

Celý cyklus by tedy trval přibližně 27 nebo 22 min a chladič by se tak spínal pouze 3x za hodinu. Doba odstavení chladiče po vypnutí musí být minimálně 5 min. Navržený režim je tedy po konzultacích s výrobcem přípustný.

Tab. 5-2 – Parametry akumulční nádrže

Typ nádrže	Objem [l]	Provozní tlak [bar]
AN MG2 300	300	3

¹⁰ Rozdíl 14 W je způsobený zaokrouhlovací chybou při počítání průtoků jednotlivými větvemi.

¹¹ ΔT slouží pro regulaci systému, kdy se při 22 °C chladič zapne a při vychlazení kapaliny na 18 °C se vypne.

5.1.2 Tlaková ztráta systému

Pro návrh oběhového čerpadla je nutné stanovit tlakové ztráty systému. Pro výpočet je důležitý materiál potrubí a jeho vlastnosti, které jsou v následující tabulce.

Tab. 5-3 – Parametry navrhovaného potrubí

Materiál potrubí	Průměr potrubí [mm]	Drsnost potrubí [mm]
Nerezová ocel (úseky 1,2,3)	0,018	0,05 [10]

Dále je nutné znát vlastnosti chladicí kapaliny protékané potrubím a kanálem.

Tab. 5-4 – Vlastnosti kapaliny jednotlivých částí okruhu [1]

Část okruhu	Střední teplota T_{str} [°C]	Kinematická viskozita η [m²/s]	Hustota [kg/m³]
1 Vstup / Výstup AN	20	$1,006 \times 10^{-6}$	1000,52
2 Bypass	35	$0,745 \times 10^{-6}$	996,01
3 Chladicí okruh	32,5	$0,789 \times 10^{-6}$	996,81
4 Chladicí kanál			

A nakonec hmotností toky, délky a součinitele ztrát jednotlivých okruhů chladicího systému.

Tab. 5-5 – Charakteristiky úseků chladicího systému

Úsek	Hm. tok [kg/s]	Rychlost [m/s]	Délka [m]	Součinitel místních ztrát	
1 Vstup / Výstup AN	0,115	0,462	2	Vstup, výstup z AN	$\xi = 2$
2 Bypass	0,225	0,920	4	4 kolena, T-kus	$\xi = 10$
3 Chladicí okruh	0,350	1,376	10	10 kolen	$\xi = 14$
4 Chladicí kanál	0,350	1,376	4	-	-

Důležitá veličina pro stanovení tlakových ztrát potrubí je součinitel tření f . Existuje spousta empirických vztahů pro určení jeho hodnoty vycházející z Moodyho diagramu. Jsou rozlišeny podle toho, zda jde o laminární nebo turbulentní proudění, a v případě turbulentního, zda jde o hydraulicky hladké či drsné potrubí. Nejuniverzálnější vztah je implicitní vzorec Colebrooka a Whitea, který platí pro Reynoldsova čísla větší než 4 000. Je brán jako nejpresnější s největší platností. Hodnota f_p se mění a výpočet opakuje, dokud neplatí $f_p = f$. [12]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f_p}} + \frac{k}{3,72 \cdot D} \right) \quad 5-3$$

Re – Reynoldsovo číslo [-]

k – drsnost potrubí [m]

f_p – pomocný součinitel tření

D – průměr potrubí [m]

Při neznámé drsnosti potrubí hliníkového chladicího kanálu a Reynoldsově číslu většinu než 20 000, lze pro výpočet součinitele tření f využít následujícího vztahu: [1]

$$f = \frac{0,184}{Re^{0,2}} = \frac{0,184}{31\,391^{0,2}} = 0,0232 \quad 5-4$$

Hodnoty součinitele tření f pro jednotlivé úseky jsou v následující tabulce.

Tab. 5-6 – Součinitel tření jednotlivých částí chladicího okruhu

Část okruhu	Reynoldsovo číslo	Součinitel tření f
1 Vstup / Výstup AN	8 266	0,0361
2 Bypass	22 228	0,0306
3 Chladicí okruh	31 391	0,0294
4 Chladicí kanál		0,0232

Výpočet je proveden pouze pro úseky 3 a 4. Při znalosti součinitele tření f je možné spočítat z Darcy – Weisbachovy rovnice délkovou tlakovou ztrátu chladicího kanálu Δp : [1]

$$\Delta p_{L4} = \frac{L}{D} \cdot f \cdot \frac{v_{stř}^2}{2} \cdot \rho = \frac{4}{0,018} \cdot 0,0232 \cdot \frac{1,376^2}{2} \cdot 996,81 = 4\,865 \text{ Pa} \quad 5-5$$

Stejným způsobem se stanoví i délková ztráta úseku 3:

$$\Delta p_{L3} = \frac{L}{D} \cdot f \cdot \frac{v_{stř}^2}{2} \cdot \rho = \frac{10}{0,018} \cdot 0,0294 \cdot \frac{1,376^2}{2} \cdot 996,81 = 15\,413 \text{ Pa} \quad 5-6$$

Místní ztráta úseku 3 se stanoví na základě součtu místních odporů podle rovnice 5-7:

$$\Delta p_{M3} = \sum \xi \cdot \frac{v_{stř}^2}{2} \cdot \rho = \sum (8 \cdot 1,75) \cdot \frac{1,376^2}{2} \cdot 996,81 = 13\,211 \text{ Pa} \quad 5-7$$

Tab. 5-7 – Tlakové ztráty chladicího okruhu

Část okruhu	Délková ztráta [Pa]	Místní ztráta [Pa]	Celková ztráta [Pa]
1 Vstup / Výstup AN	428	214	642
2 Bypass	2 866	4 215	7 081
3 Chladicí okruh	15 413	13 211	28 624
4 Chladicí kanál	4 865	-	4 865

Celkem: 41 212 Pa

5.1.3 Pojistný ventil

Důležitý bezpečnostní prvek soustavy v případě vyřazení chladicího zařízení z provozu je pojišťovací ventil, který se otevře při dosažení maximálního tlaku v soustavě a zabrání poškození prvků soustavy. Návrh pojistného ventilu byl proveden dle ČSN 06 0830 s využitím online nástroje dostupného na webových stránkách www.tzb-info.cz. [6]

Vypočet minimálního průřezu pojistného ventilu:

$$S_0 = \frac{2 \cdot Q_p}{\alpha_w \cdot \sqrt{p_{ot}}} = \frac{2 \cdot 7,136}{0,44 \cdot \sqrt{250}} = 2 \text{ mm}^2 \quad 5-8$$

α_w – výtokový součinitel [-] p_{ot} – otevírací tlak pojistného ventilu [kPa] Q_p – výkon zdroje [kW]

Minimální vnitřní průměr potrubí se stanoví podle vztahu:

$$d_v = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{Q_p} = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{7,136} = 12 \text{ mm} \quad 5-9$$

Tab. 5-8 – *Pojistný ventil chladicího systému*

Pojistný ventil	Jmenovitá světlost	Skutečný průřez [mm ²]	Vnitřní průměr potrubí [mm]
DUCO ½ 2,5 bar	DN 15	113	12

5.1.4 Oběhové čerpadlo

Typ oběhového čerpadla se stanoví na základě tlakové ztráty, průtoku a teploty vody v systému.

Výpočet dopravní výšky podle vzorce:

$$H = \frac{\Delta p_c}{\rho \cdot g} = \frac{41\,212}{995 \cdot 9,81} = 4,22 \text{ m} \quad 5-10$$

Celkové požadavky na oběhové čerpadlo jsou v následující tabulce.

Tab. 5-9 – *Nároky na oběhové čerpadlo*

Čerpadlo	Dopravní výška [m]	Průtok [kg/s]	Teplota vody [°C]
Grundfos Alfa 2	4,22	0,35	32,5

Po zadání těchto parametrů do elektronického katalogu firmy Grundfos byl jako nejvhodnější typ čerpadla vybrán model Alfa 2 25-60 130.

5.1.5 Expanzní nádoba

Objem expanzní nádoby je daný celkovým objemem vody v soustavě. Objem vody v potrubí se určí podle vztahu:

$$V_P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} \cdot (20 + 10 + 10)^{12} = 10,2 \text{ l} \quad 5-11$$

Celkový objem vody v soustavě je pak dán součtem objemů v potrubí a nádobě:

$$V_C = V_P + V_{AN} = 10,2 + 300 = 310,2 \text{ l} \quad 5-12$$

Návrh expanzní nádoby vychází ze vztahu: [9]

$$V_{EXP} = 1,3 \cdot V_C \cdot n_o \cdot \frac{1}{\eta_{exp}} = 1,3 \cdot 310,2 \cdot 0,00749 \cdot \frac{1}{0,611} = 5 \text{ l} \quad 5-13$$

η_{exp} – koeficient využití expanzní nádoby (viz níže) n – součinitel zvětšení objemu (tabulky pro 40 °C)

Hydrostatický absolutní tlak v soustavě: [9]

$$p_d = 1,2^{13} \cdot h \cdot \rho \cdot g + p_b = 1,2 \cdot 3 \cdot 995 \cdot 9,81 + 101\,325 = 136\,464 \text{ Pa} \quad 5-14$$

h - maximální výška v soustavě – zvolená 3 m p_b – atmosférický tlak [Pa]

Nejvyšší dovolený absolutní tlak (otevírací tlak pojistného ventilu) v soustavě: [9]

$$p_k = p_{ot} + p_b = 250\,000^{14} + 101\,325 = 351\,325 \text{ Pa} \quad 5-15$$

Koeficient využití expanzní nádoby η z rovnice 5-13 je pak vypočítán: [9]

$$\eta_{exp} = \frac{p_k - p_d}{p_k} = \frac{351\,325 - 136\,451}{351\,325} = 0,611 \quad 5-16$$

Tab. 5-10 – Expanzní tlaková nádoba chladicího systému

Expanzní nádoba	Vypočítaný objem [l]	Skutečný objem [l]	Max. přetlak [bar]
Reflex NG 8/6	5	8	6

¹² Délky potrubí jednotlivých okruhů (20 m – samotný chladicí okruh, 2 x 10 m – rozvodné potrubí k chladičům).

¹³ Koeficient pro stále studené soustavy.

¹⁴ Otevírací tlak pojistného ventilu je dán maximálním provozním tlakem nejslabšího článku soustavy.

5.2 Zimní provoz a letní provoz chladicího systému

Prizpůsobením chladicího systému pro letní a zimní provoz dojde k výraznému snížení provozních nákladů a prodloužení životnosti všech zařízení. Úprava pro zimní a letní provoz spočívá v použití dvou typů chladičů pracujících na jiných principech. Oba chladiče je vhodné předimenzovat, aby akumulární nádrž snadno a rychle vyhladily, a poté mohly být odstaveny.

5.2.1 Chladicí systém se suchým chladičem

V zimním provozu nejsou na hale tak náročné podmínky a v kombinaci se studeným venkovním vzduchem je výhodné použít suchý chladič s možností volného chlazení bez nutnosti kompresorového stlačování. Výrazně se tak sníží náklady na provoz zařízení a prodlouží životnost drahého vodního chladiče používaného jen v nejteplejších měsících.

Potrubí mezi akumulární nádobou a suchým chladičem umístěným ve venkovním prostředí je nutné izolovat, aby nedošlo k zamrznutí kapaliny. U lokací s extrémně nízkými venkovními teplotami lze použít uzavřený glykolový okruh s vlastní expanzní nádobou a pojišťovacím ventilem. Jejich návrh by pak vycházel z návrhů pojišťovacího ventilu a expanzní nádoby v předešlém textu a není součástí práce. Oběhové čerpadlo je součástí dodávky chladiče.

Tab. 5-11 – Základní parametry suchého chladiče CIAT Opera

Název	Chladicí výkon
CIAT Opera	15 kW

5.2.2 Chladicí systém s vodním chladičem

V letním provozu, kdy jsou na hale i venku vysoké teploty, je nutné používat jiný způsob chlazení chladicí kapaliny v akumulární nádobě. Jako vhodné se jeví použít vodní chladič s kompresorovým chlazením, který vyrábí kapalinu o nízké teplotě. Vodní chladič může pracovat buď v uzavřeném, nebo otevřeném okruhu. V případě uzavřeného je nutný vlastní pojišťovací ventil a expanzní nádoba, která je součástí dodávky chladiče. Oběhové čerpadlo je součástí dodávky. Potrubí je vhodné izolovat.

Tab. 5-12 – Základní parametry vodního chladiče SINOP Ewos 440

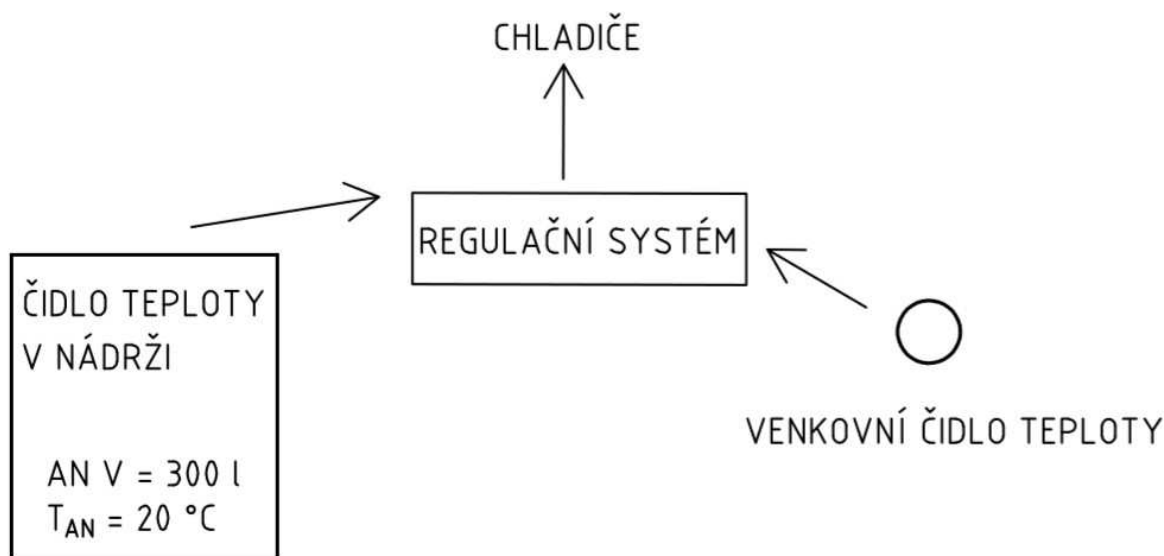
Název	Chladicí výkon
SINOP Ewos	12,3 kW



Obr. 5-2 – Suchý chladič CIAT Opera (vlevo) a vodní chladič SINOP Ewos 440 [8], [7]

5.3 Doporučení a regulace

Efektivní a hospodárný provoz systému zajistí správná regulace. Schéma jednoduchého návrhu regulačního systému je na obr. 5-3. Hlavními prvky jsou regulační systém a dvě čidla teploty – jedno umístěné v akumulární nádrži, druhé ve venkovním prostředí.



Obr. 5-3 – Schéma regulačního systému

Čidlo teploty v akumulární nádrži hlídá správnou teplotu vody v nádrži a předává o ní informace regulačnímu systému, který na základě těchto informací zapíná a vypíná chladiče. Venkovní čidlo teploty potom předává informace o venkovní teplotě, na což regulační systém reaguje používáním typu chladiče pro daný provoz.

Výkon suchého chladiče CIAT Opera závisí na teplotním rozdílu kapaliny vůči okolí. Většinou se tento rozdíl pro tyto typy suchých chladičů pohybuje okolo 10 K. Má-li tedy suchý chladič udržovat v nádrži kapalinu o teplotě 20 °C, bude schopen pracovat do teploty venkovního vzduchu cca 10 °C. Venkovní čidlo teploty přepínající typ chladiče by mělo být nastaveno v okolí této teploty v závislosti na konkrétní dodávce a specifikaci firmy CIAT.

6 ZÁVĚR

Diplomová práce byla vytvořena na základě požadavku firmy CAMEA spol. s r. o. na analýzu tepelného odporu liniového zdroje světla Lightline, který je použit pro osvětlení nekonečného pásu netkané textilie, při kontrole kvality výroby kamerovým systémem.

V první kapitole práce byly popsány jednotlivé části světla a vytyčeny požadavky spolupracující firmy. Bylo rozhodnuto o provedení analýzy, popřípadě návrhu na zlepšení konstrukce, s cílem vytvořit liniový zdroj světla s 832 10W diodami o maximálním celkovém tepelném odporu $R = 10 \text{ K/W}$ a maximální teplotou diody $T = 120 \text{ °C}$. Jedná se o hodnoty zajišťující bezpečný a spolehlivý provoz zařízení.

Nejdříve byly zkoumány plošné spoje s jednou diodou, byly analyzovány běžně dostupné plošné spoje na trhu. Kapitola se zabývala především vnitřní konstrukcí plošných spojů, jejich jednotlivými vrstvami a materiály a jejich výsledným vlivem na celkový tepelný odpor plošného spoje. Před samotným analytickým výpočtem tepelného odporu bylo provedeno testování diody termovizní kamerou s cílem zjistit, jakým způsobem proudí tepelný tok z čipu uprostřed diody plochami pájecí podložky do plošného spoje. Poté bylo vytvořeno odporové schéma všech vrstev plošného spoje a proveden analytický výpočet tepelného odporu. Výpočet byl omezený použitím základních vzorců pro 1D vedení tepla jednoduchou stěnou a výsledky byly pouze orientační. Přesnějších výsledků bylo dosaženo CFD simulací, která zohledňuje vliv 2D vedení tepla, tedy šíření tepelného toku i do stran spoje. Následně byl stanoven tvarový faktor k , který upravuje obecné vzorce analytického výpočtu a zpřesňuje jeho výsledky i pro složitější konstrukce stěn plošného spoje.

V druhé části první kapitoly byly vymezeny možnosti zlepšení konstrukce kovových plošných spojů s cílem snížit hodnotu celkového tepelného odporu. Na základě výpočtů a CFD simulací uvedených v kapitole byl zkonstruován nový typ plošného spoje s vývrty v dielektrické vrstvě, který měl o 30 % menší hodnotu tepelného odporu než spoj, který původně zamýšlela používat firma CAMEA spol. s r. o.

Tento nový typ plošného spoje byl v další kapitole analyzován jako celek, byla popsána jeho konstrukce a elektrické parametry, které k takové konstrukci vedly. Byl stanoven příkon, výkon a především ztrátový výkon $Q = 7\,136 \text{ W}$, který musí být z plošného spoje odveden chladicím kanálem. V závěru kapitoly byl zkoumán vliv 2D vedení tepla při zapojení všech 52 diod a jeho vliv na celkový tepelný odpor. Bylo zjištěno, že celkový tepelný odpor spoje s více diodami je menší, než celkový tepelný odpor plošného spoje s jednou diodou z důvodu šíření tepelného toku do stran a prostorů mezi diodami a tím daného zvětšení plochy pro výpočet odporu.

V další kapitole byl předmět zájmu hliníkový profil s chladicím kanálem a chladicím systémem navrhovaným firmou CAMEA spol. s r. o. Cílem bylo stanovit tepelný odpor chladicího kanálu s hliníkovým profilem a zjistit, zda navrhovaný chladicí systém s vysokou vstupní teplotou kapaliny $T = 50 \text{ °C}$, danou použitím pouze suchého chladiče, splňuje nároky na něj kladené při extrémních podmínkách na hale. Analytickým výpočtem a CFD simulací bylo zjištěno ohřátí kapaliny v kanále o $\Delta T = 4,88 \text{ K}$ při navrhovaných vstupních parametrech, dále byly zjištěny teploty profilu na vstupu, ve středu a na výstupu chladicího kanálu, na základě kterých bylo možné stanovit celkový tepelný odpor chladicího kanálu s hliníkovým profilem.

Stanovením tepelných odporů všech dílčích částí systému bylo možné vypočítat tepelný odpor celého zařízení $R = 7,7 \text{ K/W}$. Na jeho základě je možné určit maximální teplotu diody na konci liniového zdroje světla $T = 112,9 \text{ °C}$. Požadavky firmy CAMEA spol. s r. o. na maximální odpor a teplotu byly: $R_{\max} = 10 \text{ K/W}$ a $T_{\max} = 120 \text{ °C}$, Navržená úprava tedy byla úspěšná.

Druhou částí práce bylo na základě znalostí teplot v systému navrhnout chladicí systém se vstupní teplotou kapaliny $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Bylo rozhodnuto o použití systému s akumulací nádobou s požadavkem na co nejmenší velikost, ale s dostatečnou setrvačností. Nejrozumnějším kompromisem byla nádoba o velikosti $V_{AN} = 300\text{ l}$, ve které bude chladič udržovaná teplota $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Požadovaná teplota chladicí kapaliny se pak získá smícháním kapaliny z nádrže s vracející se ohřátou kapalinou z chladicího kanálu termostatickým směšovacím ventilem. Na základě zdroje tepla v soustavě $Q = 7\,136\text{ W}$ a maximálního provozního tlaku, daného nejslabším článkem soustavy $p_{ot} = 250\text{ kPa}$, byl navržen pojistný ventil od firmy DUCO. Oběhové čerpadlo Alfa 2 od firmy Grundfos bylo vybráno po stanovení délkových a místních tlakových ztrát systému, ze kterých byla vypočítána dopravní výška čerpadla $H = 4,22\text{ m}$. Stabilní provoz soustavy bude zajišťovat expanzní nádoba o objemu $V = 8\text{ l}$, daného provozními a maximálními tlaky v soustavě.

Pro hospodárný provoz byl zvolen chladicí systém s dvěma chladiči, jedním pro zimní a druhým pro letní provoz. V zimě, kdy jsou venkovní teploty nízké, bude kapalinu v akumulací nádobě chladit suchý chladič CIAT Opera umístěný venku využívající studeného venkovního vzduchu. V létě, kdy by tento chladič neměl dostatečné kapacity, bude připravený vodní chladič SINOP Ewos. Správnou regulací, umístěním teplotních čidel do akumulací nádrže a venkovního prostředí a správným nastavením venkovních teplot v závislosti na dané lokaci instalace pro používání správného typu chladiče bude dosaženo hospodárního a efektivního provozu chladicího zařízení.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2001. ISBN 80-214-2029-4.
- [2] Cree® XLamp® XP-L LEDs product family data sheet [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <http://www.cree.com/led-components/media/documents/ds-XPL.pdf>
- [3] *Optimizing PCB Thermal Performance for Cree® XLamp® LEDs product design guide* [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: http://www.cree.com/led-components/media/documents/XLamp_PCB_Thermal.pdf
- [4] *Jak na to: vzájemné ovlivňování kovů a koroze* [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <https://www.idama.cz/magazin/jak-na-to-vzajemne-ovlivnovani-kovu-a-koroze-detail-45308>
- [5] *MCPCB Construction: Super pillar* [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <http://cofan-usa.com/pcb-mcpcb/>
- [6] HOŘEJŠÍ, Miroslav a Jan NOVÁK. *Výpočet pojistného ventilu pro kotle a výměníky tepla* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/43-vypocet-pojistneho-ventilu-pro-kotle-a-vymeniky-tepla>
- [7] *Chiller ewos* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <https://sinop.cz/vyroby-a-sluzby/chiller-ewos-cwos>
- [8] *Suché chladiče opera* [online]. [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <http://www.ciat.cz/suche-chladice/opera>
- [9] BAŠTA, Jiří. *Návrh expanzní nádoby* [online]. 2002 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/1156-navrh-expanzni-nadoby>
- [10] TUHOVČÁK a kol. *Drsnost potrubí* [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://vodovod.info/index.php/tabulky/196-drsnost-potrubu#.WwPBc0iFOUk>
- [11] *VDI Heat atlas*. 2. vydání. New York: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [12] KATOLICKÝ, Jaroslav. *Podklady pro předmět Vytápění*.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
c_p	Měrná tepelná kapacita	J/(kg·K)
d_v	Minimální vnitřní průměr potrubí	mm
D	Průměr potrubí	m
f	Součinitel tření	-
g	Gravitační zrychlení	m/s ²
H	Dopravní výška čerpadla	m
I	Proud	A
k	Tvarový faktor	-
L	Délka kanálu	m
\dot{m}	Hmotnostní tok	kg/s
n	Počet obvodů	-
n_D	Počet diod	-
n_{nu}	Koeficient Nusseltova čísla	-
n_O	Součinitel zvětšení objemu	-
Nu	Nusseltovo číslo	-
P	Příkon	W
P_D	Příkon diody	W
p_b	Atmosférický tlak	Pa
p_d	Hydrostatický absolutní tlak v soustavě	Pa
p_k	Nejvyšší dovolený absolutní tlak	Pa
p_{ot}	Otevírací tlak pojistného ventilu	kPa
Pr	Prandtlovo číslo	-
P_Z	Ztrátový výkon diody	W

\dot{q}	Tepelný tok	W
\dot{Q}	Celkový tepelný tok	W
Q_p	Výkon zdroje	kW
\dot{q}_{in}	Vstupní tepelný tok	W
$\dot{q}_{konvekce}$	Tepelný tok konvekci	W
\dot{q}_{out}	Výstupní tepelný tok	W
\dot{q}_{zdroj}	Tepelný výkon zdroje	W
R	Tepelný odpor	K/W
$R_{celkový,p}$	Tepelný odpor profilu	K/W
$R_{celkový,pl}$	Tepelný odpor spoje	K/W
$R_{dielektrikum}$	Tepelný odpor dielektrika	K/W
$R_{jádro}$	Tepelný odpor jádra	K/W
R_{pasta}	Tepelný odpor pasty	K/W
Re	Reynoldsovo číslo	-
S	Plocha	m ²
S_0	Minimální průřez pojistného ventilu	mm ²
t	Čas	s
t_l	Tloušťka materiálu	m
T_{in}	Teplota na vstupu	K
T_K	Teplota kapaliny	K
T_{K1}	Teplota kapaliny vstup	K
T_{K2}	Teplota kapaliny výstup	K
T_{out}	Teplota na výstupu	K
T_{P1}	Teplota profilu vstup	K

T_{P2}	Teplota profilu výstup	K
T_s	Teplota stěny	K
T_{str}	Střední teplota kapaliny	K
T_{S1}	Teplota kapaliny střed	K
T_{S2}	Teplota profilu střed	K
U	Napětí	V
v	Střední rychlost kapaliny	m/s
V_{AN}	Objem akumulační nádoby	l
V_C	Celkový objem vody v soustavě	l
V_{EXP}	Objem expanzní nádoby	l
V_P	Objem vody v potrubí	l
x_T	Délka vstupního úseku	m
Δp_C	Celková tlaková ztráta	Pa
Δp_K	Délková tlaková ztráta kanálu	Pa
Δp_L	Délková tlaková ztráta potrubí	Pa
Δp_M	Místní tlaková ztráta	Pa
ΔT	Rozdíl teplot	K
ΔT_{dif}	Teplotní difference	K
α	Součinitel přestupu tepla	W/(m ² ·K)
α_w	Výtokový součinitel	-
η	Kinematická viskozita	m ² /s
η_{exp}	Koeficient využití expanzní nádoby	-
λ	Tepelná vodivost	W/(m·K)
ξ	Součinitel místních ztrát	-
ρ	Hustota	kg/m ³